



**FE-ANALYYSIN HYÖDYNTÄMINEN TUOLI-STANDARDIEN EN 1728:2012 JA
EN 16139:2013 MUKAISESSA TESTAUKSESSA**

Tapaustudkimus

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

Konetekniikan diplomityö

2023

Niko Rosenberg

Tarkastajat: Prof. Timo Björk

DI Juho Laine

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

LUT School of Energy Systems

LUT Mechanical Engineering

Niko Rosenberg

Use of FE-analysis in testing according to chair standards EN 1728:2012 and EN 16139:2013

Case study

Master's thesis

2023

77pages, 45 figures, 9 tables and 3 appendices

Examiner: Professor Timo Björk and MSc Juho Laine

Keywords: Creo, Simulation, FEM, Finite element method, Furniture, Hot spot, ENS

In this thesis work, scope was to investigate, how the finite element method can be utilized in furniture design and how different analyzing methods are suitable for it. The methods used were Von Mises and Maximum Shear Stress for static strength and for fatigue calculation, structural stress approach and effective notch stress methods were used. In addition, in conjunction with the hot spot method, hot spot stresses were defined using three different methods: surface extrapolation, linearization over thickness, and Fricke's method for root-side stress calculation, where stresses were linearized over the leg plane in the extension of the root face.

Based on static analysis, the fatigue strength was determined for fillet welds and plug welds. The results of fatigue calculations differed slightly between the effective notch stress method and the structural stress method. The differences were mainly due to restrictions in Creo Simulate compared to traditional calculation programs. The structure was slightly modified during the structural stress calculation. For these modifications, the weld from real structure were cut open, and its actual penetration was examined. After these modifications, the structure was able to withstand both methods.

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Konetekniikka

Niko Rosenberg

FE-analyysin hyödyntäminen tuoli-standardien EN 1728:2012 ja EN 16139:2013 mukaisessa testauksessa

Tapaustudkimus

Konetekniikan diplomityö

2023

77 sivua, 45 kuvaa, 9 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastajat: Professori Timo Björk ja DI Juho Laine

Avainsanat: Creo, Simulation, Elementtimenetelmä, Huonekalut, Hot spot, ENS, Väsymiskestävyys, rakenteellinen jännitys, tehollinen lovijännitys

Tässä työssä selvitettiin, kuinka elementtimenetelmää voidaan hyödyntää huonekalujen suunnittelussa ja kuinka eri mitoitusmenetelmät siihen soveltuvat. Käytetyt menetelmät olivat staattisen kestävyuden osalta von Mises ja Maksimileikkausjännitys. Väsymislaskennassa käytettiin rakenteellisen jännityksen ja tehollisen lovijännityksen menetelmiä. Tämän lisäksi rakenteellisen jännityksen menetelmän yhteydessä hot spot jännitykset määriteltiin kolmella eri menetelmällä. Menetelmät olivat pintaa pitkin ekstrapolointi, paksuuden yli linearisointi ja juuren puolen jännitysten laskennan osalta Fricken menetelmä, jossa jännitykset linearisoihin hitsin kateettipintaa pinta.

Staattisen laskennan perusteella väsymiskestävyys määritettiin pienahitsille ja tulppahitsille. Väsymislaskennan tulokset poikkesivat hieman toisistaan tehollisella lovimenetelmällä laskettuna ja rakenteellisen jännityksen menetelmällä laskettuna. Eroavaisuudet johtuvat pääasiassa Creo Simulaten rajoituksista verrattuna perinteisiin laskentaohjelmiin. Rakenteeseen tehtiin hieman muutoksia rakenteellisen jännityksen laskennan aikana. Rakenteeseen tehtäviä muutoksia varten hitsi avattiin ja sen todelliset tunkeumat tutkittiin. Näiden muutosten jälkeen rakenne saatiin kestävämmäksi molemmilla menetelmillä.

ESIPUHE

Tämä diplomityö on tehty Martelalle, tuotekehityksen tueksi selvittämään kuinka Martelan käyttämä suunnitteluohjelmisto Creo selviytyy tuotekehityksessä tarvittavista FE-analyysistä. Diplomityön idea tuli Juho Laineelta, jota haluaisinkin kiittää mahdollisuudesta tehdä työ ja Martelalle ja kaikesta tuesta matkan aikana. Kiitokset myös muulle Martelan tuotekehityksen porukalle tukemisesta työn edetessä.

Haluaisin myös kiittää PDSvisionia ja erityisesti Mikko Hinkkasta tarvitsemistani lisensseistä ja opastuksesta ohjelman käyttöön. Mikko Hinkkaseen sai aina helposti yhteyden ja apua kaikkeen Creolla tehtävään FE-analyysiin liittyvään.

Suurimmat kiitokseni esitän avovaimolleni Niina Launialalle, joka on koko opiskelujeni ajan osoittanut tukea ja ymmärrystä venyneitä päiviä ja opiskelun täyteisiä viikonloppuja kohtaan.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Symbolit

F_1, F_2, F_3, F_4	Voima	[N]
σ_{hs}	Hot spot-jännitys	[MPa]
σ	Jännitys	[Mpa]
t	Seinämän paksuus	[Mpa]
N_f	Liitoksen kestoikä	[-]
k_s	Korjauskerroin	[-]
γ	Varmuuskerroin	[-]
m	FAT-luokan kulmakerroin	[-]
r	Säde	[mm]

Lyhenteet

3D	Three-dimensional, Kolmiulotteinen
Brick	Suorakulmainen elementti
ENS	Effective notch stress, Tehollisen loven jännitys
FAT	Fatigue class, Väsymiskestävyysluokka
FE-analyysi	Finite Element analysis, Elementti analyysi
FEM	Finite Element Method, Elementtimenetelmä
Hot Spot	Rakenteellinen jännitys
IIW	International Institute of Welding
SN-Käyrä	Väsymislujuuden käyrä
Tetraedri	Nelisivuinen kolmioista koostuva elementti

Sisällysluettelo

Abstract

Tiivistelmä

Esipuhe

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	11
2	Tausta	12
2.1	Aikaisemmat tutkimukset.....	13
2.2	FE-analyysi	13
3	Tutkimusmenetelmät	14
3.1	Testi menetelmät	14
3.1.1	Testi 1 Istuimen ja selkänöjan staattinen kuormitustesti	19
3.1.2	Testi 2 Tuolin etureunan staattinen kuormitustesti.....	21
3.1.3	Testi 3 Vertikaalinen tuolin selkänöjan staattinen kuormitustesti	21
3.1.4	Testi 8 Yhdistetty selkänöjan ja istuimen kestävyystesti.....	21
3.1.5	Testi 9 Istuimen etureunan kestävyystesti	22
3.1.6	Testi 12 Staattinen kuormitustesti etujalat kiinnitettynä.....	23
3.1.7	Testi 13 Staattinen kuormitustesti sivusuunnassa.....	24
3.2	Fyysiset testit.....	26
3.3	FE-Analyysit	27
3.3.1	Teoria	27
3.3.2	Staattisen analyysin vauriokriteerit.....	29
3.3.3	Hot spot menetelmä	31
3.3.4	ENS menetelmä	37
3.3.5	Mallinnus	40
4	Tulokset	43
4.1	Fyysiset testit.....	43
4.2	FE-Analyysit	43

4.2.1	FE-malli ja hitsin tutkiminen	43
4.2.2	Laskennassa käytettävät materiaaliarvot ja vakiot.....	46
4.2.3	Staattinen tarkastelu	46
4.2.4	Hot spot-menetelmän FE-malli.....	53
4.2.5	Pienahitsin rajaviivan tarkastelu	55
4.2.6	Pienahitsin juuren puolen tarkastelu	59
4.2.7	Hot spot tarkastelun tulokset.....	61
4.2.8	ENS-menetelmän FE-malli.....	62
4.2.10	Pienahitsin rajaviivan tarkastelu	63
4.2.11	Pienahitsin juuren tarkastelu	64
4.2.12	Tulppahitsin tarkastelu.....	65
4.2.13	ENS-tarkastelun tulokset	66
4.2.14	FE-Mallin verifiointi.....	67
5	Tulosten tarkastelu.....	70
5.1	Fyysiset testit.....	70
5.2	FE-Analyysit	70
5.2.1	Staattiset analyysit	70
5.2.2	Hot spot-analyysi	71
5.2.3	ENS-analyysi	72
5.2.4	Tulosten vertailu	73
	Johtopäätökset.....	74
	Lähteet	76

Liitteet

Liite 1. Pienahitsin jännitykset ilman läpihitsautumista

Liite 2. Väsymislaskenta

Liite 3. Vertailu artikkelin testituloksiin

Kuvat

Kuva 1. Ella yleistuoli

Kuva 2. Kuormituspistesapluuna

Kuva 3. Istuimen kuormitustyyyny

Kuva 4. Selkänojan kuormitustyyyny

Kuva 5. Istuimen pienempi kuormitustyyyny

Kuva 6. Iskulaite

Kuva 7. Kuormitukset testissä 1

Kuva 8. Kuormitukset testissä 8

Kuva 9. Kuormitukset testissä 12

Kuva 10. Kuormitukset testissä 13

Kuva 11. Kuormitukset testissä 14

Kuva 12. Tuolitestaustaite

Kuva 13. Adaptiivinen multipass konvergenssi

Kuva 14. Von Mises- ja Maksimileikkausjännityskriteerien toiminta-alueet

Kuva 15. Jännitysten linearisointi- ja exrapolointitavat

Kuva 16. Mittauskohdat putkiliitoksessa

Kuva 17. Hitsin kateettipinta

Kuva 18. Tehollisten lovien paikat

Kuva 19. Kuormituspisteiden määrittämiseen käytetty 3D malli

Kuva 20. Istuimen kuormitustyyнын 3D malli

Kuva 21. Selkänojan kuormitustyyнын 3D malli

Kuva 22. Pienemmän istuimen kuormitustyyнын 3D malli

Kuva 23. Pienahitsin juuren normaalijännitys linearisoituna paksuuden yli

Kuva 24. Hitsi auki leikattuna

Kuva 25. Staattisen tarkastelun testi 1

Kuva 26. Staattisen tarkastelun testi 2

Kuva 27. Staattisen tarkastelun testi 3

Kuva 28. Staattisen tarkastelun testi 8

Kuva 29. Staattisen tarkastelun testi 9

Kuva 30. Staattisen tarkastelun testi 12

Kuva 31. Staattisen tarkastelun testi 13

Kuva 32. Staattisen tarkastelun testi 14 osa 1

Kuva 33. Staattisen tarkastelun testi 14 osa 2

Kuva 34. Hot spot mallin verkotus

Kuva 35. Pintaa pitkin extrapolointi

Kuva 36. Jännitysten extrapolointi pintaa pitkin etäisyyden funktiona

Kuva 37. Pienahitsin rajaviivan tarkastelu paksuuden yli linearisoimalla

Kuva 38. Paksuuden yli linearisointi rajaviivalla

Kuva 39. Pienahitsin juuren puolen tarkastelu Fricken metodilla

Kuva 40. Linearisointi kateettipintaa pitkin

Kuva 41. ENS-mallin verkotus

Kuva 42. Tehollisen loven jännitykset pienahitsin rajaviivalla

Kuva 43. Tehollisen loven jännitykset pienahitsin juuressa

Kuva 44. Tehollisen loven jännitykset tulppahitsin reunassa

Kuva 45. Verifiointi tapaus

Taulukot

Taulukko 1. Suoritettavat testit

Taulukko 2 . Rakenteellisen jännityksen väsymisluokat

Taulukko 3. Elementtien mitoitus ENS-menetelmässä

Taulukko 4. Käytetyt materiaalit

Taulukko 5. Hot spot tarkastelun tulokset

Taulukko 6. ENS-tarkastelun tulokset

Taulukko 7. Ero artikkelin FEM-tuloksiin

Taulukko 8. Ero artikkelin testituloksiin

Taulukko 9. Tulosten vertailu

1 Johdanto

Tämä diplomityö on tehty Martelalle. Tämän diplomityön tavoitteena oli tutkia, miten voimme hyödyntää elementtimenetelmän avulla tehtyjä analyyseja huonekalujen testauksessa. Tarkoituksena on verrata Martela Ella -sarjan yleistuolin Elementtimenetelmällä saatuja analyysejä tuloksia samalla tuolilla tehtyihin varsinaisiin testeihin. Testit ja FE-analyytit perustuvat standardeihin EN 1728:2012 ja EN 1335-2:2018.

Ensimmäisissä luvuissa esitellään taustaa, nykyinen testausprosessi Martelassa, testattava tuote, ja siihen liittyvät standardit. Tämän jälkeen esitellään erilaisia menetelmiä ja miten niitä voidaan käyttää huonekalujen testauksessa ja erityisesti tässä kyseisessä tapauksessa. Käytetyt menetelmät olivat staattisen kestävyuden osalta Von Mises ja Maksimileikkausjännitys. Väsymislaskennassa käytettiin rakenteellisen jännityksen ja tehollisen lovi-jännityksen menetelmiä.

Rakenteellisen jännityksen menetelmän yhteydessä hot spot jännitykset määriteltiin kolmella eri tavalla. Menetelmät olivat pintaa pitkin ekstrapolointi, paksuuden yli linearisointi ja juuren puolen jännitysten laskennassa Fricken menetelmä, jossa jännitykset linearisoitiin hitsin kateettipintaa pinta.

Viimeisissä luvuissa esitellään ja analysoidaan kaikki aikaisemmat saavutetut tulokset ja tehdään yhteenveto ja johtopäätökset siitä, kuinka hyvin eri elementtimenetelmän analyyseja voidaan hyödyntää huonekalujen testaamiseen ja voiko se mahdollisesti jopa korvata joitain alkuvaiheen testejä. Tällöin jo suunnitteluvaiheessa pystytään takamaan rakenteelle riittävä kestoikä ja saadaan paremmin vältettyä väsymisherkkiä konstruktioita.

2 Tausta

Martela on suomalainen yritys, joka on erikoistunut toimistotuotteiden ja -ratkaisujen valmistukseen ja myyntiin. Yritys perustettiin vuonna 1945 ja sen pääkonttori sijaitsee Espoossa. Martelan tuotevalikoimaan kuuluvat mm. työpisteet, kokous- ja neuvotteluhuoneet, säilytysratkaisut sekä ergonomiset tuotteet. (Martela 2022.)

Tämä tutkimus tehtiin tutkimalla Martelan Ella tuoteperheen tuolia. Ella on Antti Kotilaisen suunnittelema yleistuoli. Tuoteperheeseen kuuluu myös muun muassa puutuoli ja baarijakara, mutta tässä työssä keskitytään nelijalkaiseen, käsinojattomaan versioon. Tutkittava tuoli kuvassa 1.



Kuva 1. Ella yleistuoli

2.1 Aikaisemmat tutkimukset

Martela ei ole aiemmin tehnyt tällaista tutkimusta FE-analyysityökaluilla. Martela testaa kaikki huonekalunsa asiaankuuluvien standardien mukaisesti akkreditoidussa testauslaboratoriossa Vihdin Nummelassa.

2.2 FE-analyysi

FE-analyysi on alun perin kehitetty rakenneanalyysiin, mutta nykyään sitä sovelletaan myös moniin muihin ongelmiin, kuten esimerkiksi virtausanalyysiin ja lämpöanalyysiin. FE-analyysi on numeerinen menetelmä, jonka tarkoituksena on löytää approksimoitu ratkaisu tutkittavalla alueella. FE-analyyseja käytetään kohteissa, joissa tulos on usein hankala saada analyttisillä menetelmillä. FEM:ssä tutkittava rakenne jaetaan osiin, joita on äärellinen määrä ja joita kutsutaan elementeiksi. Jokaisella elementillä on omat elementin materiaalista ja geometriasta määräytyvät jäykkyysominaisuudet ja koko rakenteen jäykkyys muodostuu näiden alkioiden yhteisvaikutuksesta. Laittamalla rakenteelle reunaehdot ja kuormittamalla sitä tilanteen mukaisesti saadaan elementtejä yhdistävien solmujen siirtymätilat ja sisäiset voimat määritettyä. Solmusiirtymien avulla voidaan määrittää elementtiin kohdistuvat venymät ja jännitykset. Näin saadaan käsitys rakenteen eri kohtien rasituksista. (Liu & Quek 2014.)

3 Tutkimusmenetelmät

Tässä pääluvussa käsitellään ensin standardien mukaiset testit, minkä jälkeen tarkastellaan fyysisesti suoritettavia testejä. Viimeiseksi kappaleessa käsitellään FE-analyysien teoriaa.

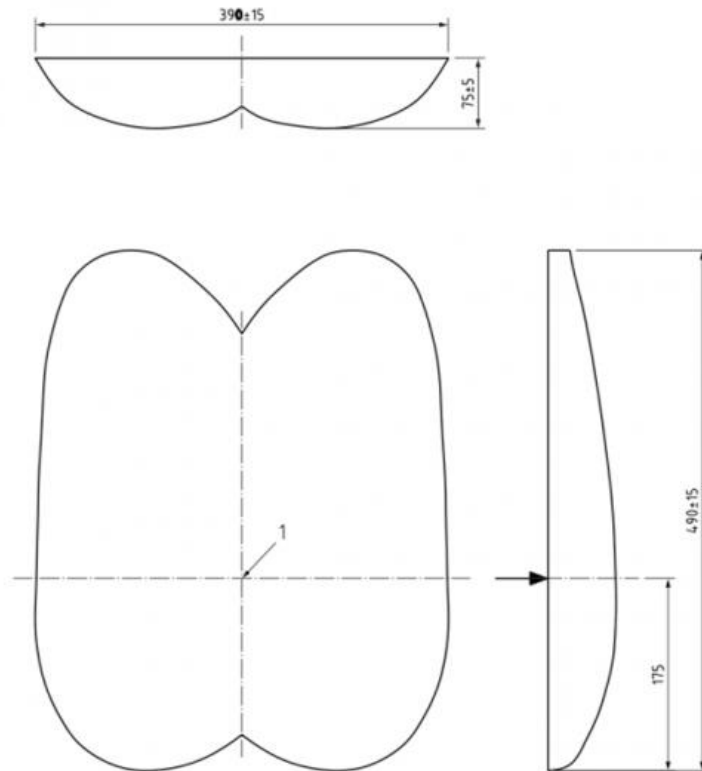
3.1 Testi menetelmät

Tässä kappaleessa käydään läpi kyseiselle tuolille EN 16139:2013 ja EN1728:2012 mukaan määritellyt testi menetelmät. Aloittaen testauksessa käytetyistä apuvälineistä, jonka jälkeen kerrotaan itse testeistä.



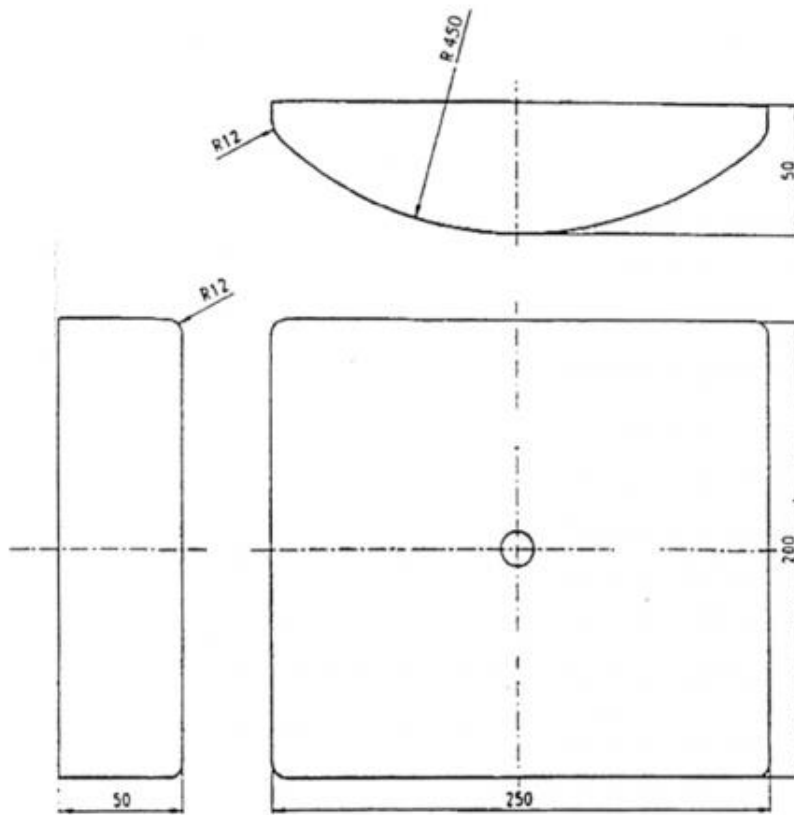
Kuva 2. Kuormituspistesapluuna. (Weinmann-Online 2022)

EN 1728:2012 mukaisella kuormituspistesapluunaa käytetään kuormituspisteiden määrittämiseen. Se koostuu kahdesta muotoillusta osasta, jotka on yhdistetty päistään nivelellä. (Weinmann-Online 2022.)



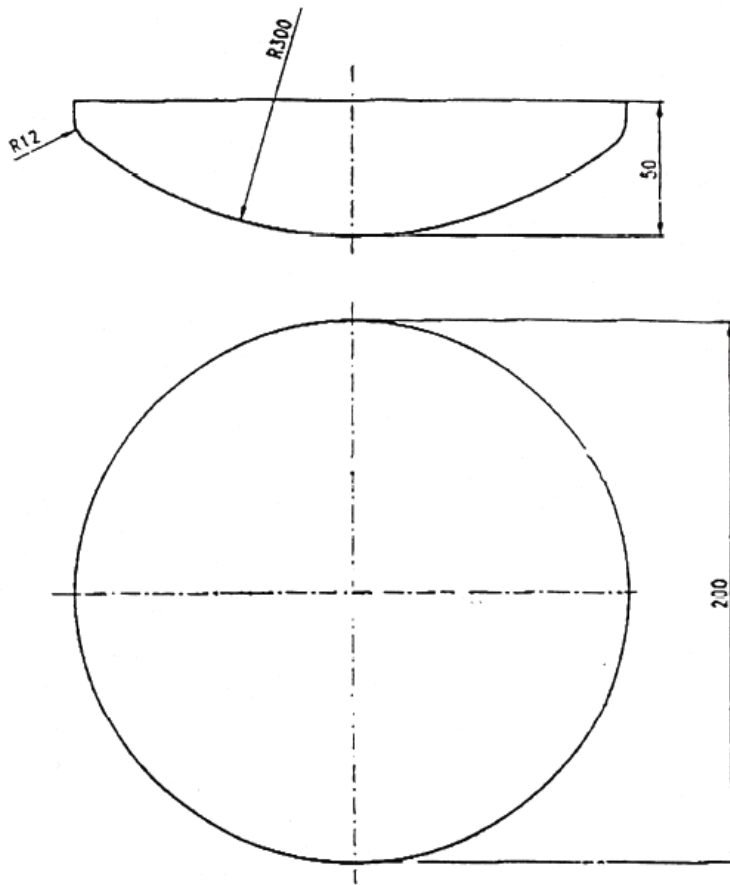
Kuva 3. Istuimen kuormitustyyny. (GesterTester Corporation 2022)

Istuimen kuormaustyyny, jossa on luonnollisesti muotoiltu jäykkä sisennys. Istuimen kuormitustyynyssä on kova, sileä pinta ja sen kokonaismitat ovat kuvassa 3 esitetyissä rajoissa. (EN 1728:2012, 10.)



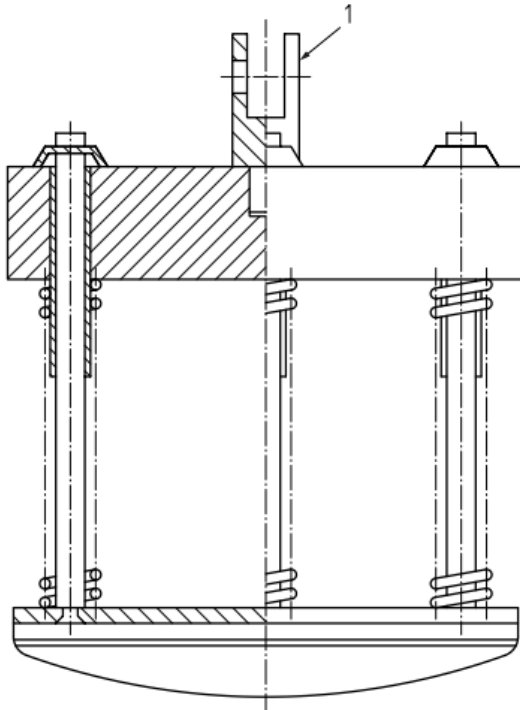
Kuva 4. Selkänojan kuormitustyyny. (Gester Instruments)

Selkänojan kuormitustyyny on neliskanttinen 200 mm korkea ja 200 mm leveä painin. Kuormituspinta on leveyssuunnassa kaareva. Kaaren säde on 450 mm ja kaikki etukulmat on pyöristetty käyttäen 12 mm sädettä. Tarkemmat mitat on näytetty kuvassa 4. (EN 1728:2012, 12.)



Kuva 5. Istuimen pienempi kuormitustyyny. (EN 1728:2012, 11)

Istuimen pienempi kuormitustyyny on pyöreä 200 mm halkaisijaltaan oleva painin. Kuormituspinta on kaareva. Kaaren säde on 300 mm ja kaikki etukulmat on pyöristetty käyttäen 12 mm sädettä. Painimen korkeus on 50 mm. Tarkemmat mitat on näytetty kuvassa 5. (EN 1728:2012, 11.)



Kuva 6. Iskulaite. (EN 1728:2012, 14)

Iskulaitteena testeissä käytetään kuvan mukaista laitetta, jonka paino on 25 ± 0.1 kg ja joka tuetaan kuvassa 6 näkyvästä kohdasta 1 ennen tiputusta. Iskupinta on 200 mm halkaisijaltaan ja iskupinnan kuperuus on 300 mm säteeltään. (EN 1728:2012, 13-14.)

Tuolille tehdään taulukon 1 mukaiset kuormitustestit. Testit ovat standardista EN 16139:2013 ja niitä on rajattu sen mukaan, mitä testejä tuolille on mahdollista tehdä.

Taulukko 1. Suoritettavat testit. (EN 16139:2013, 9-10.)

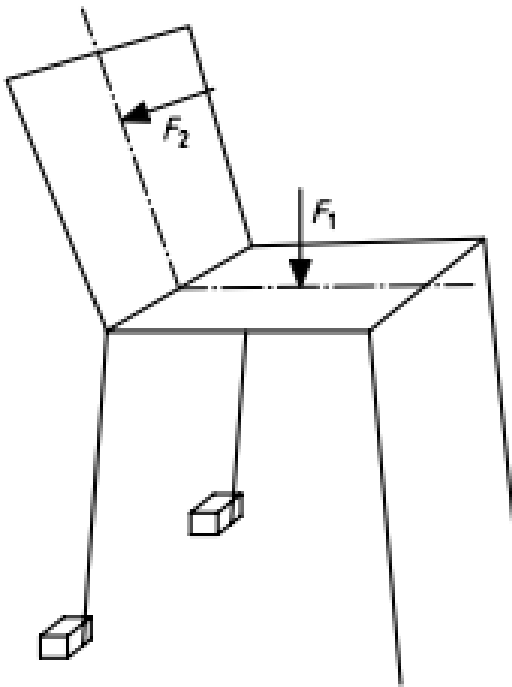
Testi	Referenssi	Kuormitus
1 Istuimen ja selkänöjan staattinen kuormitustesti	EN 1728:2012, 6.4	Istuinkuorma: 1600 N Selkänöjakuorma: 560 N Syklit: 10 kpl
2 Tuolin etureunan staattinen kuormitustesti	EN 1728:2012, 6.5	Kuorma: 1300 N Syklit: 10 kpl
3 Vertikaalinen tuolin selkänöjan staattinen kuormitustesti	EN 1728:2012, 6.6	Kuorma: 600 N Istuinkuorma: 1300 N Syklit: 10 kpl
8 Yhdistetty selkänöjan ja istuimen kestävyystesti	EN 1728:2012, 6.17	Istuinkuorma: 1000 N Selkänöjakuorma: 300 N Syklit: 100 000 kpl
9 Istuimen etureunan kestävyystesti	EN 1728:2012, 6.18	Kuorma: 800 N Syklit: 50 000 kpl
12 Staattinen kuormitustesti etujalat kiinnitettynä	EN 1728:2012, 6.15	Kuorma: 500 N Istuinkuorma: 1000 N Syklit: 10 kpl
13 Staattinen kuormitustesti sivusuunnassa	EN 1728:2012, 6.16	Kuorma: 400 N Istuinkuorma: 1000 N Syklit: 10 kpl
14 Istuimen törmäystesti	EN 1728:2012, 6.24	Pudotuskorkeus: 240 mm Syklit: 10 kpl

3.1.1 Testi 1 Istuimen ja selkänöjan staattinen kuormitustesti

Tuolia, jossa on kiinteä selkänöja, tulee kuormittaa kymmenen kertaa taulukon 1 mukaisesti. Tuolin liike taaksepäin estetään laittamalla pysäytyspalikat tuolin takajalkojen taakse kuvan 7 mukaisesti. Tuolin selkänöjan kuormitustyynyn ja kuormituspisteen sijainnit määräytyvät kuormituspistesapluunan mukaisesti tai 100 mm selkänöjan yläosan alapuolelle, mikäli sapluunan osoittama piste menee sen yläpuolelle. (EN 1728:2012, 20-21.)

Taulukossa määritelty alaspäin menevä kuormitus F_1 asetetaan ensin istuimelle, minkä jälkeen selkänojalle menevä kuormitus F_2 asetetaan. Kun molemmat kuormitukset ovat asettu, selkänojan kuormituksen tulisi olla $90\pm 10^\circ$ kulmassa selkänojaan nähden. Mikäli tuoli meinaa kaatua taaksepäin, kuormituksen F_2 suuruutta vähennetään juuri sen verran, ettei tuoli kaadu taaksepäin, mutta F_2 kuorman suuruutta ei saa kuitenkaan vähentää alle taulukossa 1, olevan minimi kuormituksen. Mikäli tuoli silti meinaa kaatua taaksepäin, lisätään kuormituksen F_1 suuruutta, kunnes tuoli ei enää kaadu taaksepäin. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. Ensin vapautetaan F_2 kuorma ja sen jälkeen F_1 kuorma. Tämä lasketaan yhdeksi sykliksi. F_1 kuorman pitää olla voimassa koko ajan, kun käytetään F_2 kuormaa. Tapauksissa, joissa ei voida käyttää edellä mainittua testaustapaa, testi voidaan tehdä tekemällä ensin istuimen testi ja seuraavaksi selkänojan testi. (EN 1728:2012, 21.)

Pysäytyspalikoina käytetään 12 mm esteitä, paitsi jos tuolin pysäyttäminen vaatii korkeampia esteitä, este mitoitetaan sen mukaan, että se juuri pysäyttää tuolin liikkeen. (EN 1728:2012, 9-10.)



Kuva 7. Kuormitukset testissä 1. (EN 1728:2012, 22)

3.1.2 Testi 2 Tuolin etureunan staattinen kuormitustesti

Asetetaan taulukossa 1 mainittu kuormitus tuolin keskilinjalle, 100 mm päähän tuolin etureunasta, käyttäen kuvassa 3 mainittua kuormitustyynyä. Mikäli tuoli meinaa kaatua, vähennetään kuormituksen suuruutta, kunnes tuoli ei kaadu. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. (EN 1728:2012, 22.)

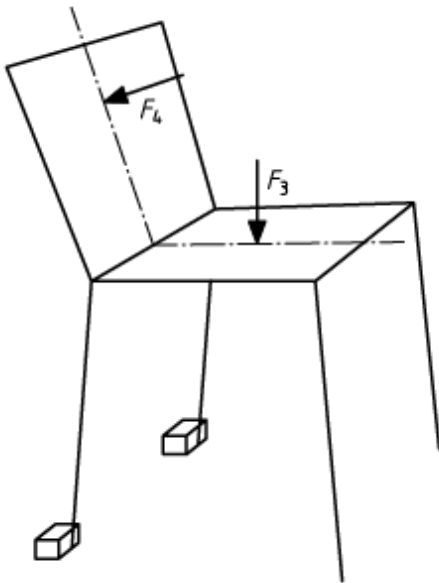
3.1.3 Testi 3 Vertikaalinen tuolin selkänojan staattinen kuormitustesti

Asetetaan taulukossa 1 mainittu istuimen kuormitus, istuimen kuormituspisteeseen ja pidetään se koko testin ajan tuolin vakauttamiseksi. Asetetaan taulukossa 1 mainittu alaspäin menevä staattinen kuormitus selkänojan päälle, selkänojan keskilinjalle. Kuormitus asetetaan käyttämällä kuvassa 4 olevaa kuormitustyynyä, mutta mikäli sitä ei ole mahdollista käyttää tuolissa, käytetään pienempää standardin 1728:2012 mukaista paininta. Mikäli tuoli meinaa kaatua, vähennetään alaspäin menevän kuormituksen suuruutta, kunnes tuoli ei kaadu. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. (EN 1728:2012, 22.)

3.1.4 Testi 8 Yhdistetty selkänojan ja istuimen kestävyystesti

Testi tehdään samoissa asetelmissa, kuin istuimen ja selkänojan staattinen kuormitustesti. Tuolia, jossa on kiinteä selkänoja, kuormitetaan taulukossa 1 mainittu sykli määrä. Istuimen liike taaksepäin estetään laittamalla pysäytyspalikat tuolin takajalkojen taakse. Kuormitustyyny asetetaan kuormituspistesapluunan osoittamiin paikkoihin. Tuolin selkänojan kuormitustyynyn ja kuormituspisteen sijainnit määräytyvät kuormituspistesapluunan mukaisesti tai 100 mm selkänojan yläosan alapuolelle, mikäli sapluunan osoittama piste menee sen yläpuolelle. (EN 1728:2012, 28.)

Taulukossa 1 määritelty alaspäin menevä kuormitus F_3 asetetaan ensin istuimelle, minkä jälkeen selkänojalle menevä kuormitus F_4 asetetaan. Kun molemmat kuormitukset ovat asetettu, selkänojan kuormituksen tulisi olla $90\pm 10^\circ$ kulmassa selkänojaan nähden. Mikäli tuoli meinaa kaatua taaksepäin, kuormituksen F_4 suuruutta vähennetään juuri sen verran, ettei tuoli kaadu taaksepäin, mutta F_4 kuorman suuruutta ei saa kuitenkaan vähentää alle taulukossa 1, olevan minimi kuormituksen. Mikäli tuoli silti meinaa kaatua taaksepäin, lisätään kuormituksen F_3 suuruutta, kunnes tuoli ei enää kaadu taaksepäin. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. Ensin vapautetaan F_4 kuorma ja sen jälkeen F_3 kuorma. Tämä lasketaan yhdeksi sykliksi. F_3 kuorman pitää olla voimassa koko ajan, kun käytetään F_4 kuormaa. Tapauksissa, joissa ei voida käyttää edellä mainittua testaustapaa, testi voidaan tehdä tekemällä ensin ja istuimen testi ja seuraavaksi selkänojan testi. (EN 1728:2012, 29.)



Kuva 8. Kuormitukset testissä 8. (EN 1728:2012, 29)

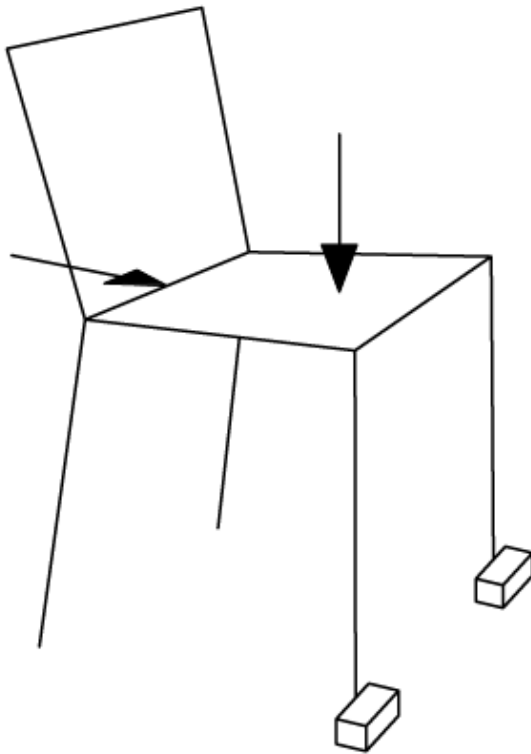
3.1.5 Testi 9 Istuimen etureunan kestävyystesti

Tuoli kiinnitetään käyttämällä pysäytys palikoita. asetetaan taulukossa 1 mainittu vertikaalinen kuormitus käyttäen pienempää istuimen kuormitustyynyä vuorotellen, molemmin puolin tuolia. Kuormituspisteet ovat 100 mm istuimen etureunasta ja mahdollisimman lähellä

istuimen molempia sivureunoja (max. 100 mm). Yksi sykli on yksi painallus molemmilla kuormilla. Kuormat vaikuttavat samanaikaisesti. Mikäli tuoli meinaa kaatua, kuormituksen suuruutta vähennetään juuri sen verran, ettei tuoli kaadu. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. (EN 1728:2012, 30.)

3.1.6 Testi 12 Staattinen kuormitustesti etujalat kiinnitettynä

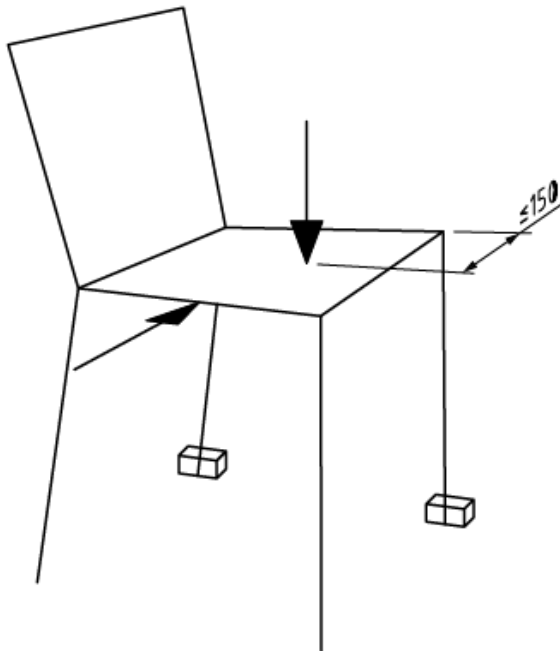
Tuolin liike eteenpäin estetään pysäytyspalikoilla etujalkojen edessä. Tuolin selkänojan kuormitustyönnön ja kuormituspisteen sijainnit määräytyvät kuormituspistesapluunan mukaisesti ja kuormitus taulukon 1 mukaisesti. Mikäli tuoli meinaa kaatua eteenpäin, kuormituksen suuruutta vähennetään juuri sen verran, ettei tuoli kaadu, mutta kuorman suuruutta ei saa kuitenkaan vähentää alle taulukossa 1, olevan minimi kuormituksen. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. (EN 1728:2012, 26.)



Kuva 9. Kuormitukset testissä 12. (EN 1728:2012, 27)

3.1.7 Testi 13 Staattinen kuormitustesti sivusuunnassa

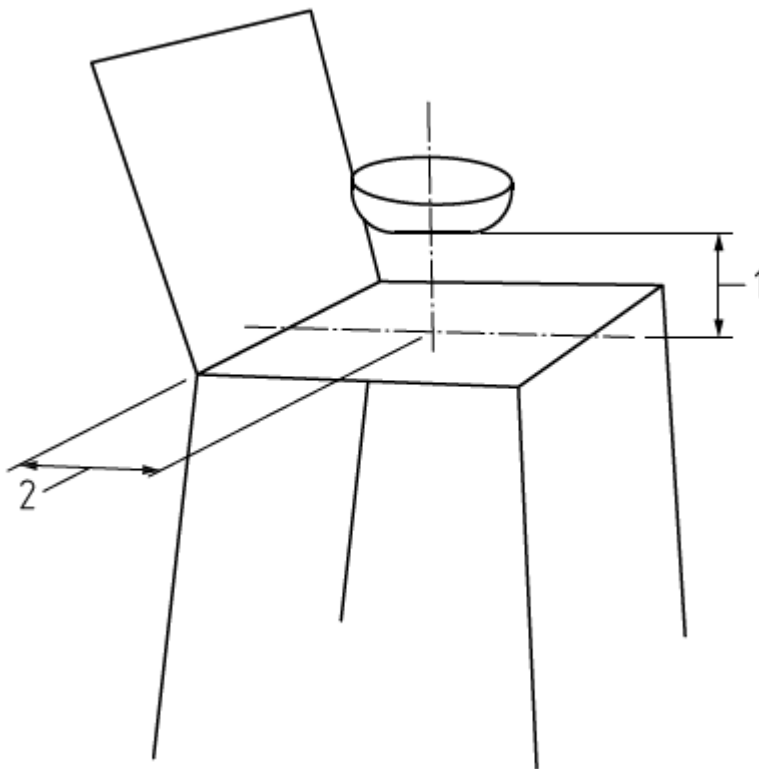
Tuolin liike sivulle estetään pysäytyspalikoilla tuolin toisen reunan jalkojen kyljessä kuvan 10 mukaisesti. Asetetaan taulukon 1 mukainen vertikaalinen istuinkuormitus sopivaan kohtaan istuimen päälle, korkeintaan 150 mm istuimen tuetusta reunasta. Seuraavaksi asetetaan horisontaalinen taulukon 1 mukainen kuormitus tuolin kuormitettavan reunan keskelle, istuimen tasoon, kohti istuimen toista sivua kuvan 10 mukaisesti. Mikäli tuoli meinaa kaatua sivulle, kuormituksen suuruutta vähennetään juuri sen verran, ettei tuoli kaadu, mutta kuorman suuruutta ei saa kuitenkaan vähentää alle taulukossa 1, olevan minimi kuormituksen. Käytetyt kuormitukset raportoidaan. (EN 1728:2012, 27.)



Kuva 10. Kuormitukset testissä 13. (EN 1728:2012, 28)

3.1.8 Testi 14 Istuimen törmäystesti

Asetetaan 25 mm kerros vaahtomuovia (tiheys $120 \pm 25 \text{ kg/m}^3$) istuimen päälle. Pudottamis- korkeus määritetään iskulaitteen asennosta, sen ollessa vapaasti vaahtomuovin päällä. Asetetaan toinen 25 mm kerros vaahtomuovia iskulaitteen ja istuimen väliin. Päästetään iskulaite vapaasti putoamaan taulukon 1 mukaisesta korkeudesta, kuormitussapluunan mukaiseen kuormituspisteeseen. Testi toistetaan pudottamalla iskulaite toiseen kohtaan, minkä epäil- lään todennäköisimmin tuottavan vahinkoa tuolille, mutta ei kuitenkaan alle 100 mm päähän istuimen reunoista. Kuvassa 11 on esitetty iskulaitteen pudotuskorkeus (1) ja istuimen kuor- mituspiste (2). (EN 1728:2012, 32.)



Kuva 11. Kuormitukset testissä 14. (EN 1728:2012, 33)

3.2 Fyysiset testit

Fyysiset testit tuolille tehtiin Martelan testauslaboratoriossa Nummelassa. Martelan testilaboratorio on akkreditoitu yleistuolien testausta varten ja tehdyt testit ovat näin todennettavissa, myös muissa akkreditoituissa testilaboratorioissa. Testit tehtiin standardien EN 1728:2012 ja EN 16139:2013 mukaisesti. Kyseiselle tuolille soveltuvat testit on kerrottu myös kappaleessa 3.1.



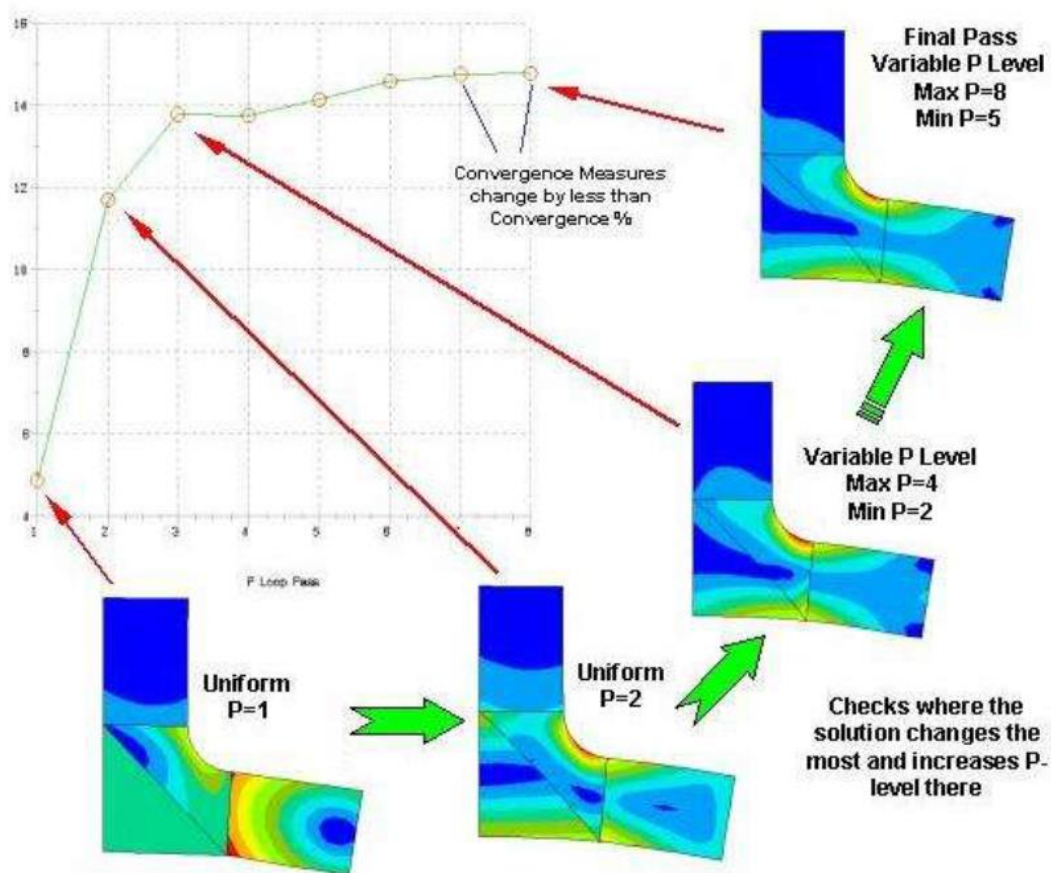
Kuva 12. Tuolitestaustaite. (Martela 2022)

3.3 FE-Analyysit

FE-analyysit alaluvun ensimmäisessä alaluvussa Creon P-elementtejä ja perinteisiä H-elementtejä vertaillaan toisiinsa. Tämän jälkeen alaluvussa on kerrottu erilaisista staattisen kestävyyden ja väsymisen analysointiin käytettävistä metodeista ja viimeiseksi sivutaan hieman tähän työhön tarvittavaa mallinnusta.

3.3.1 Teoria

FE-Analyyseissa käytettiin Creo Parametric suunnitteluohjelmaa ja sen sisältämää simulointi työkalua. Creon FE- analyysi työkalu Creo Simulate toimii hieman eri lailla kuin perinteiset lujuuslaskenta ohjelmat. Creossa käytetään P-elementtejä perinteisten H-elementtien sijaan.



Kuva 13. Adaptiivinen multipass konvergenssi. (Chen)

H-elementeillä elementin muodonmuutos lasketaan käyttäen yleensä lineaarista tai toisen asteen yhtälöä. Tämän vuoksi:

- H-elementit eivät voi seurata tarkasti kaarevaa geometriaa, ja FEM-mallissa voidaan saada aikaseksi fasetointivaikutus, jollaista ei ole todellisessa geometriassa. (Chen.)
- Alueilla, joissa jännitysgradientti on suuri, H-elementtien on vaikea antaa tarkkaa tulosta, koska ne eivät pysty kertomaan riittävästi sisäisestä jännitysvaihtelusta seuratakseen todellista jännityskäyrää. (Chen.)
- H-elementtejä käytettäessä tarvitaan paljon pieniä elementtejä. Ratkaisu näihin ongelmiin perinteisiä H-elementtejä käyttäen on pienentää elementin kokoa ja lisätä elementtitiheyttä ongelmallisilla alueilla. Tässä lähestymistavassa ongelmana on, että se luottaa joko kokeneeseen suunnittelijaan, joka osaa ennustaa jännityksien sijainnin ja samalla myös sen, missä kohdissa tarvitaan lisää elementtejä ennen FE-analyysiä, tai sitten pitää käyttää erittäin pieniä elementtejä kaikkialla, mikä merkittävästi pidentää analyysin ajoaikaa. (Chen.)

P-elementti

Creo Simulatessa korkeamman asteen polynomiyhtälöiden käyttö ratkaisee nämä ongelmat.

- Taustalla olevaa geometriaa saadaan seurattua tarkemmin käyttämällä 3. asteen polynomigeometrian muotofunktiota, millä saadaan eliminoitua fasetointi. (Chen.)
- Elementit käyttävät polynomiyhtälöä kuvaamaan jännityksen muotofunktiota, joka voi nousta jopa 9. asteen muotofunktioksi. Tämän takia, P-elementit seuraavat korkeita jännitysgradientteja erittäin tarkasti. (Chen.)
- Tämän takia tyypillinen verkotus Creo Simulatessa käyttää suurempia elementtejä kuin perinteiset ohjelmat, koska korkealuokkaisia P-elementtejä tarvitaan vähemmän saman jännitysprofiilin seuraamiseen kuin perinteisillä matalan asteen H-elementeillä. Se tarkoittaa myös, että Creon tetraedrinen solidi verkko antaa todennäköisesti luotettavampia tuloksia kuin tetraedriverskko muilla ohjelmilla, joissa usein vaadittaisiin brick-elementtiverskkoa. (Chen.)

- Toimiakseen tehokkaasti Creossa muotofunktion astetta ei ole asetettu arvoon 9 jokaiselle elementille. Sen sijaan käytetään automatisoitua ratkaisustrategiaa, jossa alkuajo, suoritetaan P-käskyjen ollessa asetettuna matalammalle arvolle, ja sitten järjestys nostetaan automaattisesti korkeampaan arvoon. Korkeampi taso määrittyy automaattisesti alueille, joilla on suuri jännitysgradientti tai joissa vaaditaan suurempaa tarkkuutta. Tällä pyritään saavuttamaan ihanteellinen tarkkuuden ja tehokkuuden yhdistelmä, samalla kun se on käytännössä käyttäjästä riippumaton verkotuksesta. (Chen.)

3.3.2 Staattisen analyysin vauriokriteerit

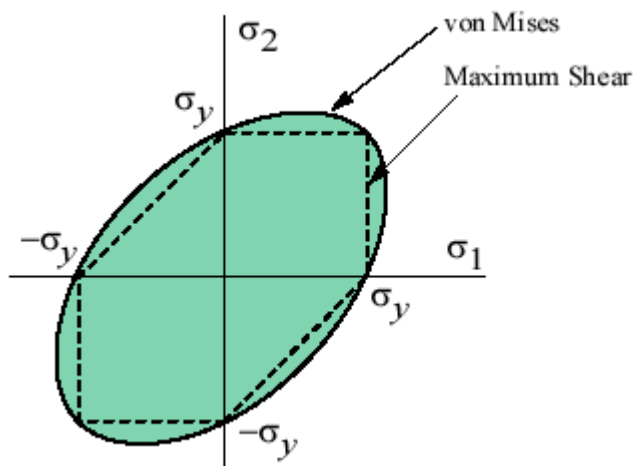
Vauriokriteerien tarkoituksena on arvioida koneen osien tai rakenneosien kestävyyttä. Staattiseen analyysiin on kehitelty useita eri vauriokriteereitä, mutta tässä kappaleessa on esiteltyä niistä yleisimpiä ja hyväksi havaittuja teorioita, joita voidaan soveltaa isotrooppisiin materiaaleihin. Teoriat on lajiteltu sen mukaan, onko kyseessä hauras vai sitkeä materiaali. Sitkeän materiaalin yhteydessä sovelletaan maksimileikkausjännitys kriteeriä ja von Mises kriteeriä. Hauraan materiaalin yhteydessä voitaisiin soveltaa esimerkiksi maksimipääjännitys kriteeriä ja Mohrin teoriaa, mutta tässä työssä keskitymme vain sitkeitä materiaaleja koskeviin kriteereihin. (Efunda.)

Käyttäytyykö materiaali sitkeästi vai hauraasti, saattaa olla subjektiivinen arvaus, ja se saattaa vaihdella lämpötilan, jännitystason ja muista ympäristöolosuhteiden mukaan. Yleensä kuitenkin käytetään 5 %:n murtovenymäkriteeriä, joka on kohtuullinen jakoviiva. Materiaaleja, jotka venyvät yli 5 %, voidaan pitää sitkeinä, ja materiaaleja, jotka venyvät alle 5 %, hauraina. Myös materiaalin puristuslujuus on usein selkeästi suurempi haurailta materiaaleilla verrattuna hauraan materiaalin vetolujuuteen. (Efunda.)

Maksimileikkausjännityskriteeri, joka tunnetaan myös nimellä Tresca- tai Guest-kriteeri, käytetään usein ennustamaan sitkeiden materiaalien myötäämistä. Sitkeiden materiaalien myötääminen johtuu yleensä kidetasojen luistamisesta maksimileikkausjännityspintaa

pitkin. Siksi tiettyä kohtaa kappaleessa pidetään turvallisena niin kauan kuin maksimileikkausjännitys tutkittavassa kohdassa on yksiakselisella vetokokeella saadun myötöraajajännityksen alapuolella. Yleisimmille materiaaleille, nämä arvot saadaan materiaalin toimittajalta. (Efunda.)

Von Mises-kriteeriä, käytetään myös usein ennustamaan sitkeiden materiaalien myötäämistä. Verrattuna Tresca-kriteeriin se mahdollistaa suuremman jännityksen kohdistamisen materiaaliin ennen myötäämistä. Kuvassa 14 on esitetty sekä von Misesin raja että Trescan raja visualisoituna samassa kaaviossa. (Efunda.)



Kuva 14. Von Mises ja Tresca kriteerien toiminta-alueet. (Efunda)

Näiden kriteerien perusteella ei kuitenkaan aina voida suoraan arvioida, kestäkö tuote, vaan tarkasteluun vaaditaan kokenut asiantuntija, joka osaa erottaa jännitystilaan vaikuttavat tekijät lisätarkastelua varten tai toisaalta jättää huomioonottamatta esimerkiksi singulariteetistä johtuvan stressipiikin, jos se ei vaikuta huolestuttavalta.

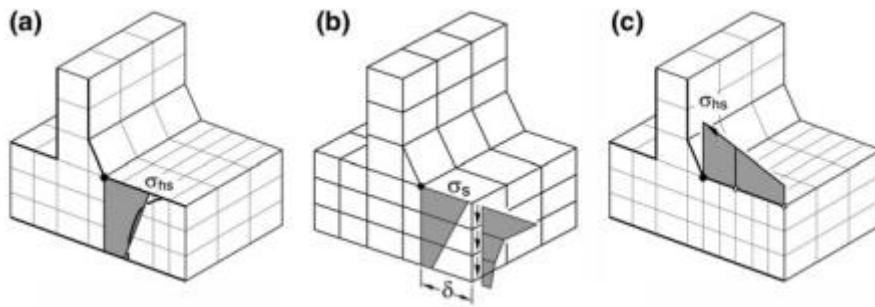
Jännitystulokset singulariteetti alueella määräytyvät täysin valitun diskretisointimenetelmän mukaan, joten niillä ei ole suurta merkitystä. Eri kokoiset ja eri asteiset elementit tuottavat erilaiset tulokset. Teräviä reunoja ei voida käyttää paikoissa, joiden jännitystuloksia halutaan

lähemmin tutkia. Kuitenkaan viisteitä tai pyöristyksiä ei voida käyttää, mikäli ne muuttavat merkittävästi mallin jäykkyyttä. (Kurowski 2017, 56.)

3.3.3 Hot spot menetelmä

Suunnitteluvaiheessa elementtimenetelmä on ihanteellinen työkalu rakenteellisten hot spot-jännitysten tarkasteluun. Lineaarielastinen analyysi on yleensä riittävä, koska yleisimmissä standardeissa vain paikallinen myötääminen on sallittua. Koska rakenteellinen jännitysvaihtelu on tarpeen selvittää, vähintään kaksi kuormitustapausta vaaditaan, jotta saadaan selville tutkittavan alueen minimi- ja maksimijännitykset. Suurien rakenteiden analyyseissa voi esiintyä useita potentiaalisia hot spot-jännityksiä ja tällöin analyysi tehdään kahdessa osassa. Ensin karkeasti verkotetusta mallista selvitetään hot spot-jännitysten alueet. Toisessa vaiheessa määritellyistä alueista tehdään alimallit tarkemmalla verkotuksella käyttäen alkuperäisen mallin solmujen siirtymiä tai voimia alimallin reuna-alueiden kuormituksina. Toinen vaihtoehto on määrittää alkuperäiseen malliin tiheämpi verkotus hot spot-alueille. (Niemi et al. 2018, 17.)

Rakenteellisen hot spot-jännityksen laskentaan on kehitetty kolme erilaista menetelmää, joilla saadaan jätettyä epälineaarinen jännityspiikki laskennan ulkopuolelle. Kuvasta 15 on nähtävissä vaihtoehdot a, b ja c. a- ja b-vaihtoehdossa jännitykset linearisoidaan levyn paksuuden läpi, c-vaihtoehdossa jännitykset extrapoloidaan lineaarisesti levyn pinnasta. (Niemi et al. 2018, 17.)



Kuva 15. Jännitysten linearisointi- ja extrapolointitavat. (Niemi et al. 2018, 17)

Kuvassa 15 olevien linearisointi- ja extrapolointitapojen mukaisesti mitattavat jännitykset lasketaan seuraavien kaavojen mukaisesti:

Extrapolointi kahden pisteen kautta lasketaan kaavalla:

$$\sigma_{hs} = 1.67\sigma_{0.4t} - 0.67\sigma_{1.0t} \quad (1)$$

Extrapolointi kolmen pisteen kautta lasketaan kaavalla:

$$\sigma_{hs} = 2.52\sigma_{0.4t} - 2.24\sigma_{0.9t} + 0.72\sigma_{1.4t} \quad (2)$$

Liitoksen kestoikä lasketaan kaavalla:

$$N_f = \left(\frac{k_s FAT_{hs}}{\gamma \sigma_{hs}} \right)^m 2 \times 10^6 \quad (3)$$

Edellä mainituissa kaavoissa σ_{hs} on hot spot-jännitys, t on levyn paksuus, N_f on liitoksen kestoikä sykleinä, k_s on paksuille materiaaleille ($t > 25$ mm) tarkoitettu korjauskerroin, eli tässä tapauksessa 1. Myös varmuuskerroin γ on tässä tapauksessa 1, tulosten viitteellisyyden takia. FAT-luokan kulmakerroin m on joko 3 tai 5 sen mukaan ollaanko SN-käyrän jyrkemmällä ($m=3$) vai loivemmalla ($m=5$) alueella. (Hobbacher, 29.)

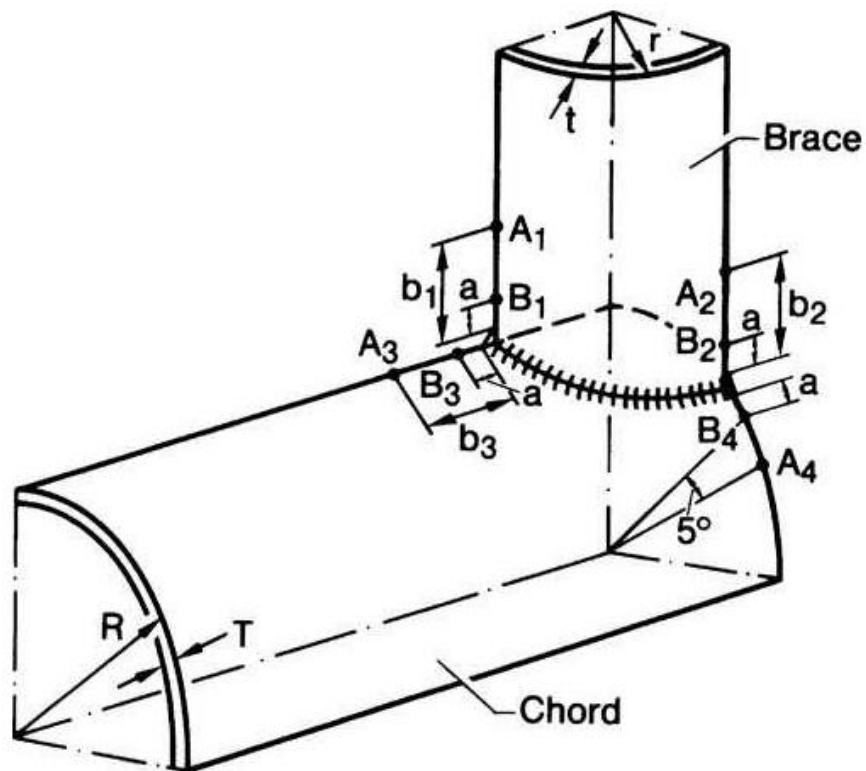
Elementtimenetelmä mallia luodessa voidaan käyttää joko kuori- tai solidielementtejä, koska mainituilla elementeillä saadaan analysoitua taivutusta. Yleensä kuorielementtien ja yhteen tasoon tehtyjen 20-solmuisten solidielementtien muotofunktiot ovat riittävän tarkkoja, jotta saadaan tarkkoja tuloksia tyypin a hot spot jännityksistä. Jännityksistä jätetään huomioimatta epälineaarinen jännityshuippu. Tämän johdosta 20-solmuiset solidielementit, joissa on pienempi kaksipisteintegraatio paksuussuunnassa, ovat riittäviä. Ongelmana tavallisissa solidielementeissä on niiden taipumus leikkauslukitukseen, minkä takia edellä mainitut elementit ovat suositeltavia. Mikäli solidielementeillä levy mallinnetaan useammassa tasossa, pinnan jännitys sisältää osan epälineaarista jännityspiikistä noin 0.4t etäisyydelle hitsin rajaviivasta. Tästä johtuen jännitykset linearisoidaan levyn paksuuden läpi tai jännitykset luetaan tämän 0.4t alueen ulkopuolelta ja extrapoloidaan hitsin rajaviivalle. Kuorimalleilla mallinnettaessa mallinnetaan levyn keskikohta ja levyn paksuus syötetään FEM-ohjelmalle elementin ominaisuutena. Hitsattujen osien kiinnitykset tulee pidentää levyn keskikohtaa kohden tai käyttää rigid-link kiinnitystä. Solidielementeille on yleensä erilaisissa 3D-mallinnus ja -suunnitteluohjelmissa tarjolla tetrahydroelementtejä helpottamaan verkotusta. Kuitenkaan lineaarisia tetrahydroelementtejä ei pitäisi käyttää rakenteellisen jännityksen analysoinnissa. Mallinnuksessa tulisi käyttää ainoastaan korkeamman asteen elementtejä riittävän hienon verkotuksen kanssa ja silloinkin tarvitaan todennäköisesti hienompi verkotus kuin brickelementeillä ja menetelmä tulisi kalibroida sopivilla vertailutiedoilla. (Niemi et al. 2018, 18.)

Hot spot jännitykset putkiliitoksissa

Rakenteellinen jännityskomponentti, joka vaikuttaa kohtisuoraan hitsin rajaviivalle, mitataan arvioidussa väsymissärön alkamispisteessä.

Jännitysten extrapolointia suositellaan käytettäväksi, kun rakenteellisen jännityksen kasvu on epäsuhtaista. Jännitysten extrapolointi tapahtuu putkiliitoksille samaan tapaan pintaa pitkin kuin levyliitoksillekin. (Radaj et al. 2006, 35-36.)

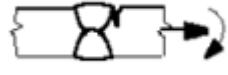
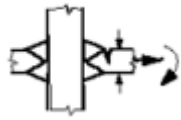

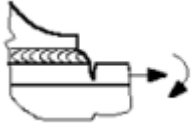

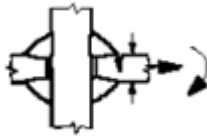


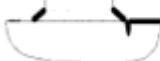
Hot spot jännitysten kanssa liitosten kohdistusvirheitä ei yleensä pidetä merkittävinä, koska kyseessä on alun perin mitattuihin todellisiin jännityksiin perustuva menetelmä. Rakenne mallinnetaan geometrisesti ihanteelliseksi ja jännitykset katsotaan FE-analyysin avulla, jolloin todellisen rakenteen mahdollisia liitosvirheitä on hyvä ottaa analyysissä huomioon. (Radaj et al. 2006, 35-37.)



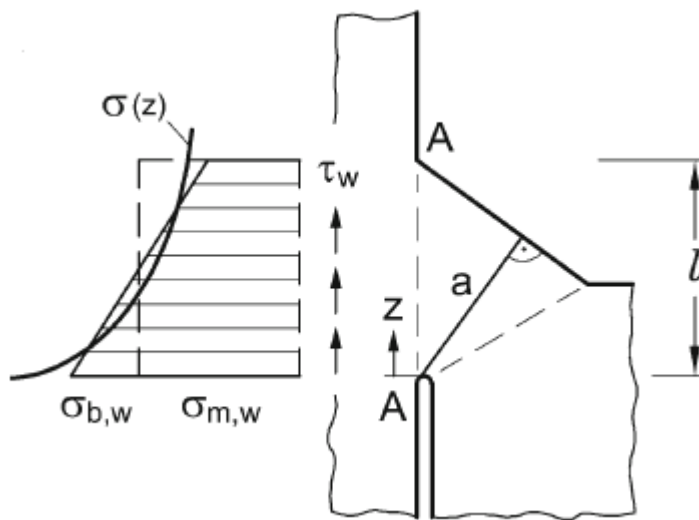
Kuva 16. Mittauskohdat putkiliitoksessa. (Radaj et al. 2006, 35)

Kuvassa 16 näkyvät tukiputken ja pystyputken risteyksen kruunu- ja satulakohdat ovat suositeltavia mittauspisteitä pyöreillä putkilla ja tietyillä kulma-asennoilla myös suorakaiteen muotoisilla putkilla. Hot spot jännityksien saamiseksi, suunnitteluohjeissa suositellaan käytettäväksi edellä mainittuja paikkoja. (Radaj et al. 2006, 35-36.)

Taulukko 2 . Rakenteellisen jännityksen väsymislukat. (Hobbacher, 77-78)

No	Rakenneyksityiskohta	Kuvaus	Vaatimukset	FAT Teräs
1		Päittäisliitos	Ei hitsin jälkikäsitteilyä NDT-tarkastus	100
2		Ristinmuotoinen tai T-liitos, jossa on täysin läpihitsatut K-päittäishitsit	K-päittäishitsit. Ei lamellirepeytymistä	100
3		Kuormaa kantamattomat pienahitsit	Kuormaa kantamaton liitos	100
4		Konsolien päät, pituusjäykisteiden päät	Pienahitsi, myös ympäri hitsattu Ei hitsin jälkikäsitteilyä	100
5		Peitelevyn päät ja vastaavat liitokset	Ei hitsin jälkikäsitteilyä	100
6		Ristiliitokset, joissa kuormaa kantavat hitsit	Pienahitsi Ei hitsin jälkikäsitteilyä	90
7		Pienahitsattu päällekkäisliitos, joissa kuormaa kantavat hitsit	Pienahitsi Ei hitsin jälkikäsitteilyä	90
8	$L \leq 100 \text{ mm}$ 	Tyypin "b" liitos, jossa lyhyt kiinnitys	Pienahitsi Ei hitsin jälkikäsitteilyä	100
9	$L \geq 100 \text{ mm}$ 	Tyypin "b" liitos, jossa pitkä kiinnitys	Pienahitsi Ei hitsin jälkikäsitteilyä	90

Taulukossa 2 on rakenteellisen jännityksen mukaiset väsymisloukat (Hobbacher, 77-78.). Tutkittavassa liitoksessa FAT-luokka on taulukon 2 mukaisesti pienahitsin rajaviivalla 100 MPa ja Fricken metodin mukaisesti pienahitsin juuressa 80 MPa.



Kuva 17 Hitsin kateettipinta. (Fricke 2013, 761)

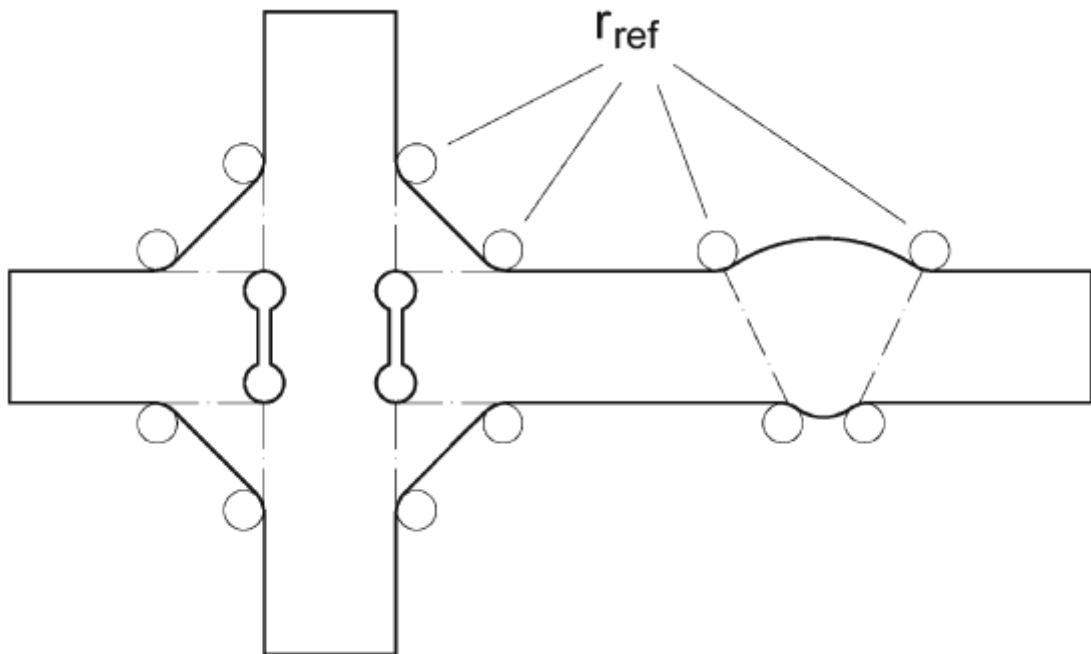
Hitsin juuren puoli voi olla hitsin rajaviivaa kriittisempi väsymisen kannalta ja juuren puolen jännitykset määräytyvät hitsissä olevasta kalvo- ja taivutusjännityksestä. Lisäksi juuri aiheuttaa paikallisen lovijännityksen. Fricke on esittänyt menetelmän pääasiallisesti taipumisjännitykselle altistuvien hitsien väsymisen arvioimiseksi. Ehdotuksessa linearisoitua jännitystä käytetään hitsin kateettipinnalla juuripinnan jatkeessa (katkoviivalla kuvassa 17), eikä hitsin a-mitan keskeltä, koska väsymistestit sekä väsymissäröjen etenemisanalyysit ristimuotoisissa ja ontoissa osissa osoittavat, että väsymissärö on yleensä lähempänä tätä tasoa kuin hitsin a-mitan keskiosaa. Väsymissärön reitti määräytyy kuormituksesta, eli siitä mikä on kalvo- ja taivutusjännitysten suhde hitsin juuressa. Väsymissärö lähtee kateettimitan suuntaisesti, mutta kääntyy sitten a-mitan suuntaiseksi. Kateettimita on kuitenkin hyvä valinta, koska väsymisessä painotetaan alkuvaihetta. (Fricke 2013, 761.)

3.3.4 ENS menetelmä

Lovijännitys on loven juuressa oleva suurin kokonaisjännitys. Todellinen hitsin muoto korvataan tehollisella muodolla, singulariteettiongelman välttämiseksi. Rakenneteräksille tehollinen loven juuren säteenä käytetään yleensä 1 mm, mikä on varmistettu antamaan johdonmukaisia tuloksia yli 5 mm paksuilla materiaaleilla. Menetelmää käytetään hitsausliitosten väsymisen arviointiin hitsin rajaviivalta tai hitsin juuresta. Tehollisen loven jännitys menetelmää ei myöskään voida soveltaa, mikäli tutkittavassa kohteessa on merkittävä rasitus komponentti samansuuntaisesti hitsin kanssa. Yleensä tällä menetelmällä hitsin rajaviivalla tehollinen lovijännitys on vähintään 1,6 kertaa rakenteelliseen hot spot-jännitykseen verrattuna. (Hobbacher, 35.)

Tehollisen lovijännityksen määrittämiseksi FE-analyysillä elementtikoon on hyvä olla enintään 1/6 säteestä lineaaristen elementtien tapauksessa ja 1/4 säteestä, jos kyseessä on korkeamman asteen elementtejä. Näitä elementtikokoja on hyvä käyttää sekä lovetuissa kohdissa, että loven ympäristössä. (Hobbacher, 34-35.)

Yleisesti käytetty lovien pyöristyssäde 1 mm aiheuttaa ongelmia ohuissa alle 5 mm paksuissa rakenteissa. Ison säteen luoma ura heikentäisi rakennetta oleellisesti. Tämän vuoksi on kehitetty pienen loven lähestymistapa, jossa vertailusäteenä käytetään 1 mm sijaan, pienempää 0.05 mm sädettä. (Fricke 2013, 763.)



Kuva 18. Tehollisten lovien paikat. (Fricke 2013, 763)

Kuvassa 18 on näytetty hitsauksille tehtävien lovien sijainnit rakenteessa. Kuvassa olevien lovien perusteella voidaan tutkia pienahitsin rajaviivan sekä pienahitsin juuren jännityksiä. (Fricke 2013, 763.)

Edellä mainitun perusteella voidaan koostaa taulukko 3 erilaisten elementtien maksimi mitoista erilaisilla levyn paksuuksilla. Kuten taulukosta voidaan havaita, korkeamman asteen elementtien valinnalla on jonkun verran merkitystä elementti kokoon ja täten myös tietokoneen tarvitsemaan laskenta-aikaan.

Taulukko 3. Elementtien mitoitus ENS-menetelmässä

Elementtityyppi	Elementin suhteellinen koko	Yli 5 mm materiaalit (r=1 mm)	Alle 5 mm materiaalit (r=0,05 mm)
Lineaarinen	$\leq r/4$	$\leq 0,15$ mm	$\leq 0,008$ mm
Korkeamman asteen elementit	$\leq r/4$	$\leq 0,25$ mm	$\leq 0,012$ mm

Pienen loven lähestymistapa on alun perin kehitetty ohutlevyjen pistehitsaukseen ja myöhemmin laajennettu myös muihin ohutlevyjen liitoksiin. Menetelmää käyttäessä on kuitenkin hyvä muistaa, että lovijännitykset ovat teoreettisia, eikä menetelmä ota huomioon paikallista myötäämistä. Väsymisloukat perustuvat tässäkin lähestymistavassa 3D-mallin lovien maksimipääjännitykseen. Alle viiden millin paksuisille ohutlevyille käytetään FAT luokkaa 630 MPa, kun käytetään von Mises jännityksiä. Pääjännityksillä tarkastellessa FAT luokka on 560 MPa ohuilla materiaaleilla. (Fricke 2010, 20-21.)

Liitoksen kestoikä lasketaan samalla kaavalla kuin rakenteellisen jännityksen menetelmässä:

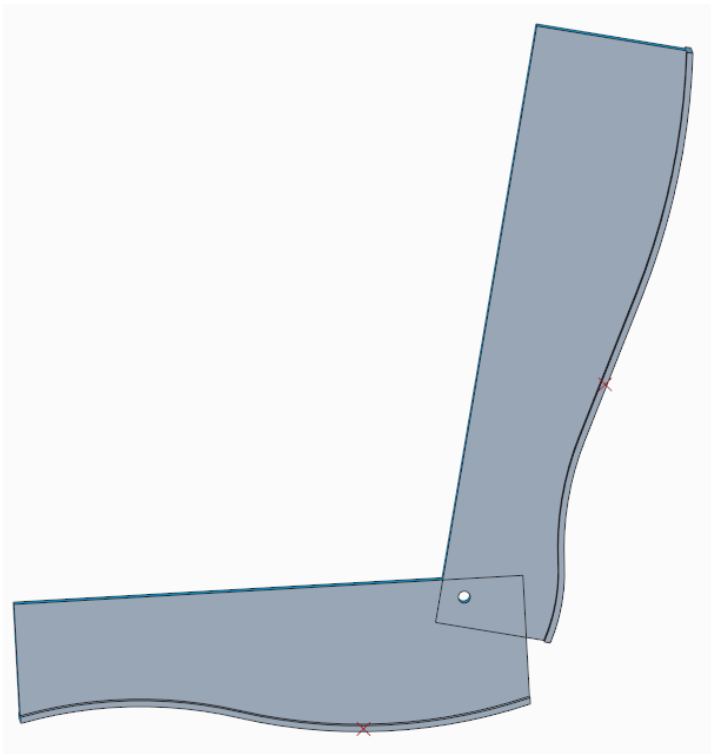
$$N_f = \left(\frac{k_s FAT_{hs}}{\gamma \sigma_{hs}} \right)^m 2 \times 10^6 \quad (3)$$

Edellä mainitussa kaavassa olevat k_s , γ ja m arvot ovat tässä tapauksessa samat kuin rakenteellisen jännityksen menetelmässä laskettaessa.

3.3.5 Mallinnus

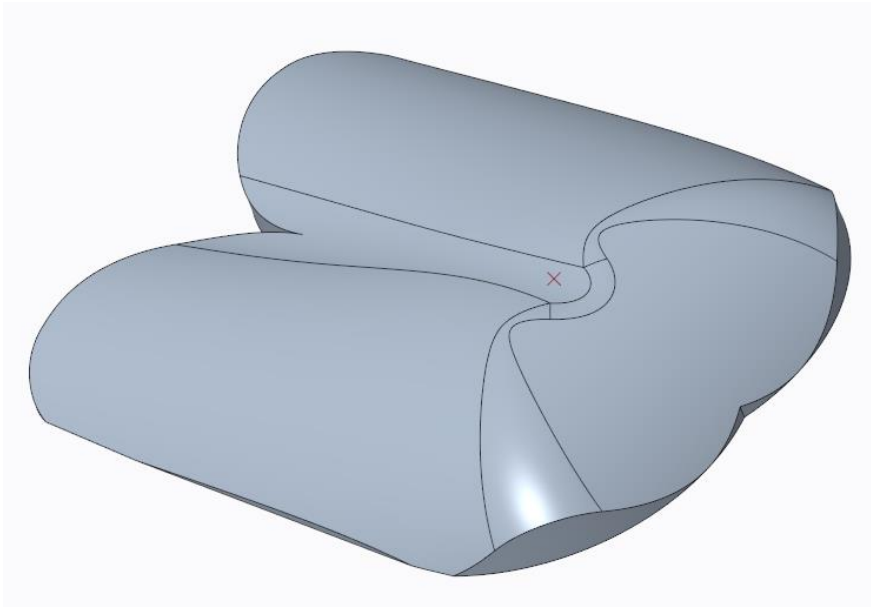
FE-analyysia varten tarvittiin 3D-malli itse tuolista, mutta myös mallit fyysisissä testeissä käytettävistä apuvälineistä, jotta saadaan määriteltyä kuormituspisteet oikealla tavalla ja jotta kuormitus jakautuisi halutulla tavalla.

Kuvassa 19. on kuormituspisteiden määrittämiseen käytetty malli, jonka avulla saadaan määriteltyä standardin mukaiset kuormituspisteet tuolille. Sapluuna perustuu standardissa EN 1728:2012 sivuilla 8 ja 9 oleviin ohjeisiin. Kuvassa 19 näkyviin pisteisiin kohdistetaan voima kuormitustyynylle.



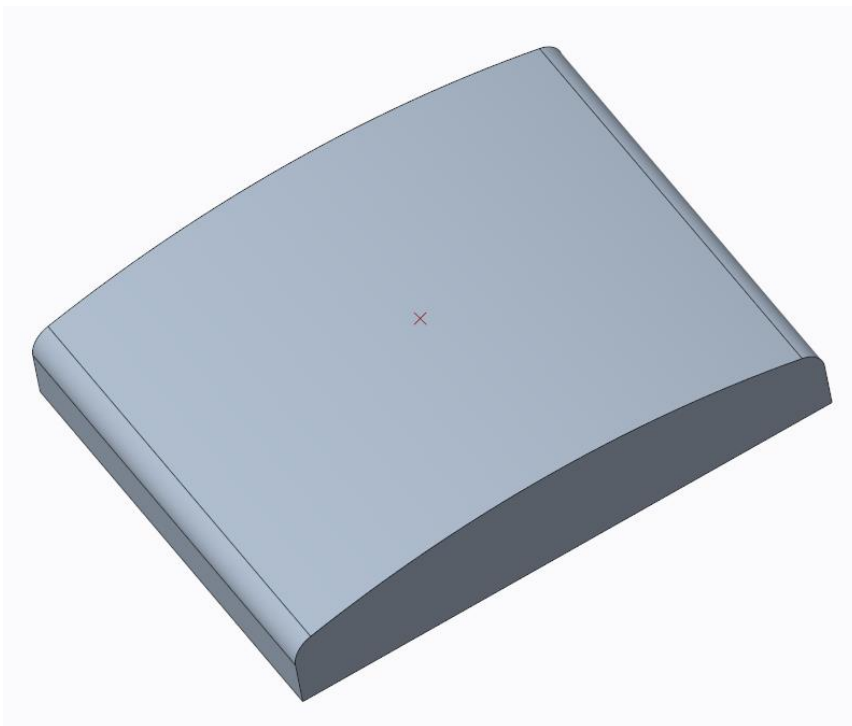
Kuva 19. Kuormituspisteiden määrittämiseen käytetty 3D malli

Kuvassa 20. on istuimen kuormitustyynyn 3D malli, jonka avulla saadaan istuimelle kohdistuva kuormitus jakautumaan istuimelle halutulla tavalla.



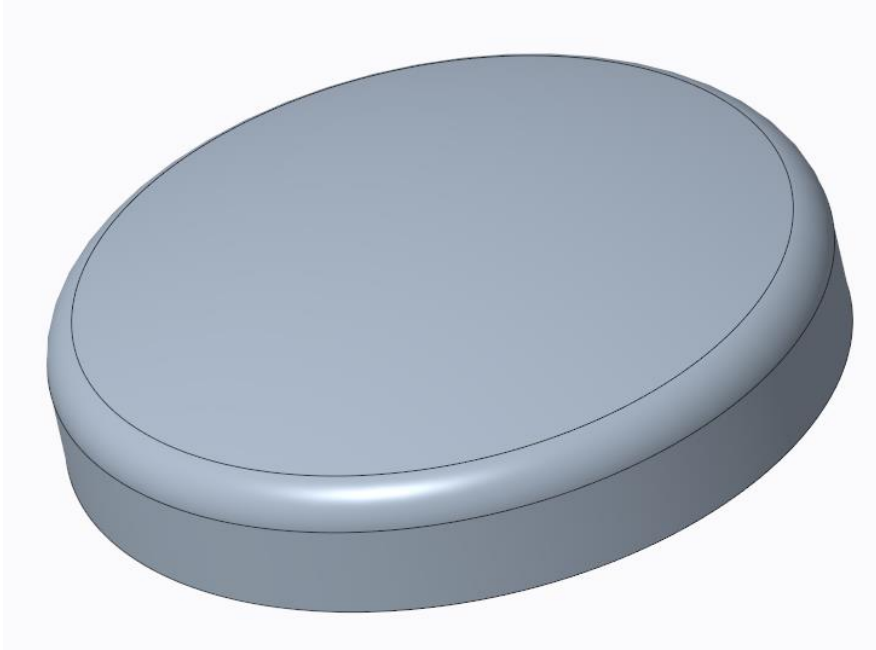
Kuva 20. Istuimen kuormitustyynyn 3D malli

Kuvassa 21. on selkänojan kuormitustyynyn 3D malli, jonka avulla saadaan selkänojalle kohdistuva kuormitus jakautumaan selkänojalle halutulla tavalla.



Kuva 21. Selkänojan kuormitustyynyn 3D malli

Kuvassa 22. on pienempi istuimen kuormitustyynyn 3D malli, jonka avulla saadaan istuimelle kohdistuva kuormitus jakautumaan istuimelle halutulla tavalla.



Kuva 22. Pienemmän istuimen kuormitustyynyn 3D malli

Edellä mainittuja kuormitustyynyjä käytetään tässä työssä oikean kuormitusalueen paikantamiseen, jonka jälkeen tuolia kuormitetaan tältä alueelta kappaleessa 3.1 kuvattujen testitapojen mukaisesti.

4 Tulokset

Tässä osiossa käydään läpi kaikki saavutetut tulokset, niin fyysisistä testeistä kuin FE-analyyseistakin.

4.1 Fyysiset testit

Martelan testauslaboratoriossa suoritettiin standardien EN 1728:2012 ja EN 16139:2013 mukaiset testit Ella tuoteperheen tuoleille. DI-työn aiheena olevan tuolimallin testeissä ei havaittu mitään poikkeavaa. Tuolin testauksen aikana tuote tarkastettiin aina silmämääräisesti testistä toiseen siirryttäessä, jotta mahdolliset rikkoutumiset havaittaisiin heti testin jälkeen ja rikkova testi voitaisiin helpommin yksilöidä.

Tuolin rikkoutuminen selkänoja putken ja istuimen tukiputken liitoksesta oli tämän tuolin osalta yksi keskeisistä riskeistä. Testit ovat usein rikkoneet rakenteita, joissa on käytetty kyseistä huonekaluputkea(16 mm x 2 mm). Tämän tuolin tutkimuksessa kuitenkin ei rikkoutumista tapahtunut, eikä tuolin liitoksiin tullut havaittavia säröjä. Sen tiedetään johtuvan huonekaluputken sisällä olevasta halkaisijaltaan 12 mm tangosta, mikä vahvistaa rakennetta. On tärkeää, että huonekalut suunnitellaan ja valmistetaan niin, että ne kestävät normaalin käytön ja vähän enemmänkin ja että niiden käytössä ei ole turvallisuusriskejä (Forsman, 2023.)

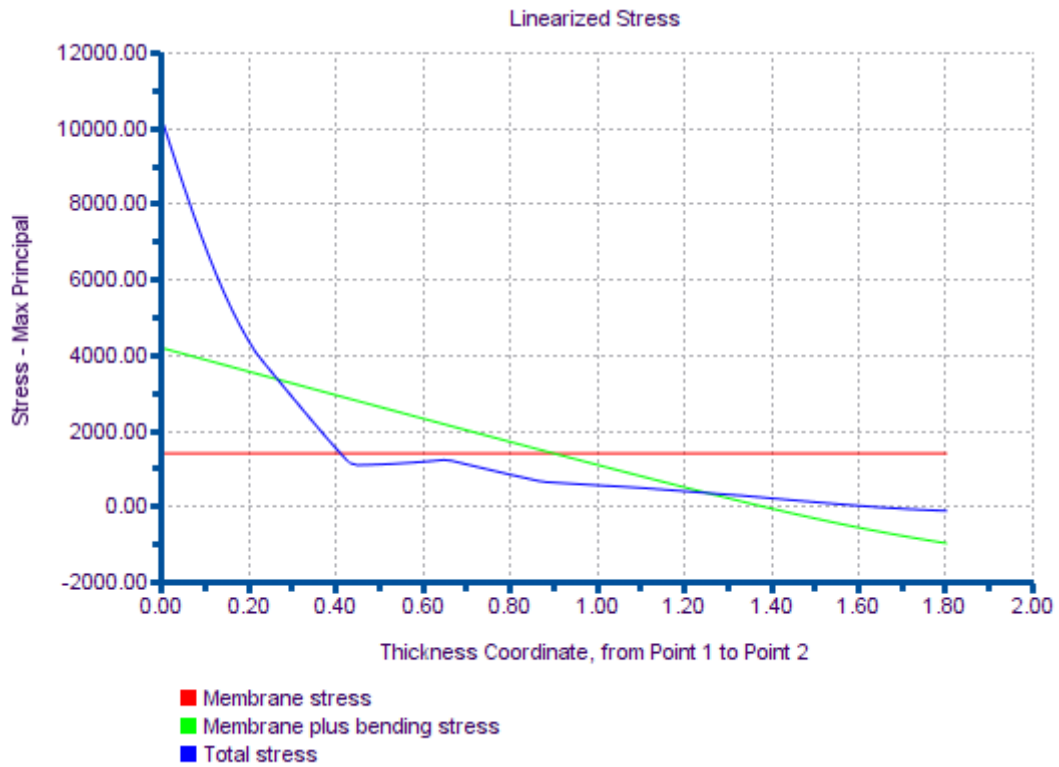
4.2 FE-Analyysit

FE-analyyseissa tuolia tutkittiin monella tavalla ja myös tuolin hitsi jouduttiin avaamaan, jotta nähtiin, kuinka hyvin putken seinämä oli läpihitsautunut.

4.2.1 FE-malli ja hitsin tutkiminen

Ensimmäisissä laskelmissa jännitysarvot erityisesti tulppahitsin juuressa kasvoivat todella suuriksi ja kun tuolin tiedettiin suurella todennäköisyydellä kestävän, päätettiin hitsi avata

ja tutkia, kuinka hyvin se on läpihitsautunut. Liitteessä 1 ja kuvassa 23 on näytetty, kuinka suuret kuormitukset hitsiin kohdistui ensimmäisellä mallilla. Tällaisilla jännityksillä hitsi ei tulisi kestäämään vaadittua määrää syklejä.



Kuva 23. Pienahitsin juuren pääjännitys linearisoituna paksuuden yli



Kuva 24. Liitos ja hitsi auki leikattuina

Kuvassa 24 on näkyvässä liitos, jossa pienahitsi näyttäisi kokonaan läpihitsautuneen. Tämän lisäksi myös tulppahitsi on hieman putkirungon keskiosan yläpuolella, minkä johdosta jännitykset pääsevät jouhevammin siirtymään, kuin ensimmäisessä mallissa oletetussa rakenteessa. Tämän johdosta malliin korjataan pienahitsi kokonaan läpihitsautuneeksi. Myös tulppahitsin kokoa kasvatettiin 8 mm → 12 mm.

4.2.2 Laskennassa käytettävät materiaaliarvot ja vakiot

Laskennassa on käytetty useita eri materiaaleja. Materiaalit vastaavat todellisia tuolissa käytettyjä materiaaleja. Rungossa olevat huonekaluputket ovat SSAB:n form 220C materiaaleja. Kaikki tuolin huonekaluputket ovat halkaisijaltaan 16 mm ja seinämäpaksuudeltaan 2 mm. Selkänojatangossa käytettiin S355JR terästä ja vanerisissa muotopuristeissa käytettiin Martelan ohjeistuksen mukaan ladottua vaneria.

Taulukko 4. Käytetyt materiaalit

Materiaali	Murtolujuus	Poissonin vakio	Kimmokerroin	Referenssi
SSAB form 220C	310 MPa	0.3	200 GPa	(SSAB)
S355JR	430 MPa	0.3	210 GPa	(Matweb a)
Vaneri	27 MPa	0.3	7 GPa	(Matweb b)

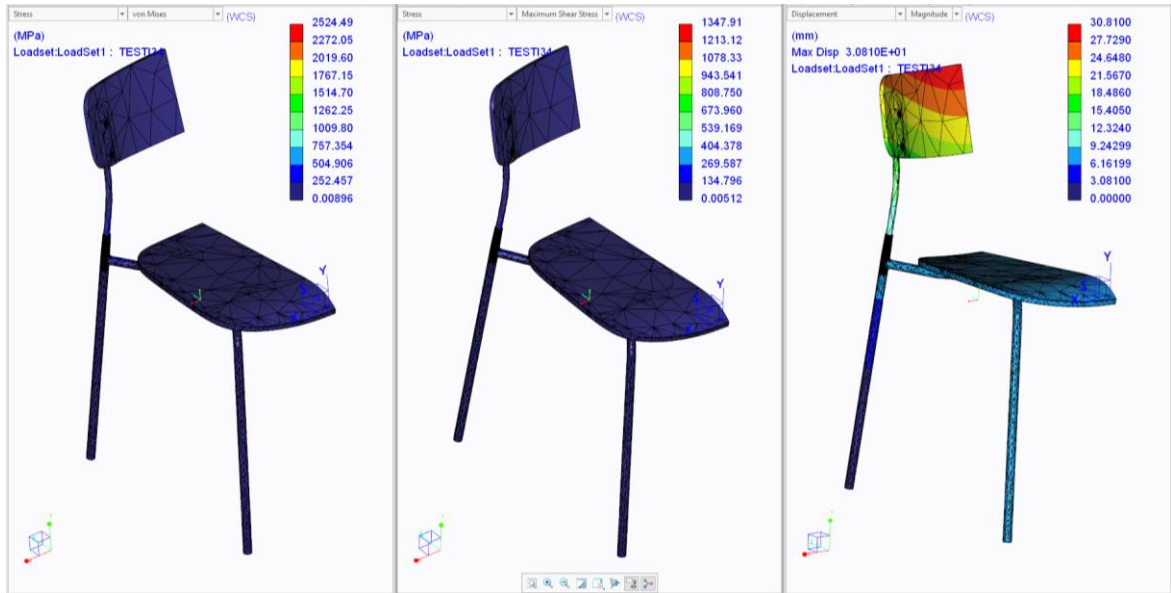
4.2.3 Staattinen tarkastelu

Staattinen tarkastelu tehtiin käyttäen von Mises-kriteeriä ja maksimileikkausvoima-kriteeriä. Jännitykset eivät kasvaneet yli myötörajojen merkittävillä seinämäpaksuuden ylittävillä alueilla. Kuvissa näkyvät maksimijännitykset esiintyivät hitseissä ja johtuvat hitsien geometriasta aiheutuvista singulariteeteista. Lähemmässä tarkastelussa nämä suuret jännitykset olivat vain hyvin pienellä (0–1 mm) alueella hitsin pinnassa, ja esimerkiksi linearisoitaessa paksuuden yli jännitysten läheisyydessä normaalijännitykset jäivät reilusti alle myötörajojen.

Testissä 1 takajalan siirtymät on estetty kaikkiin suuntiin ja etujalassa pystysuuntainen liike on estetty. Tuoli on jaettu kahteen osaan istuimen ja selkänojan keskiosasta ja mallissa hyödynnetään symmetriaa. Symmetrian vuoksi myös kuormat on puolitetu.

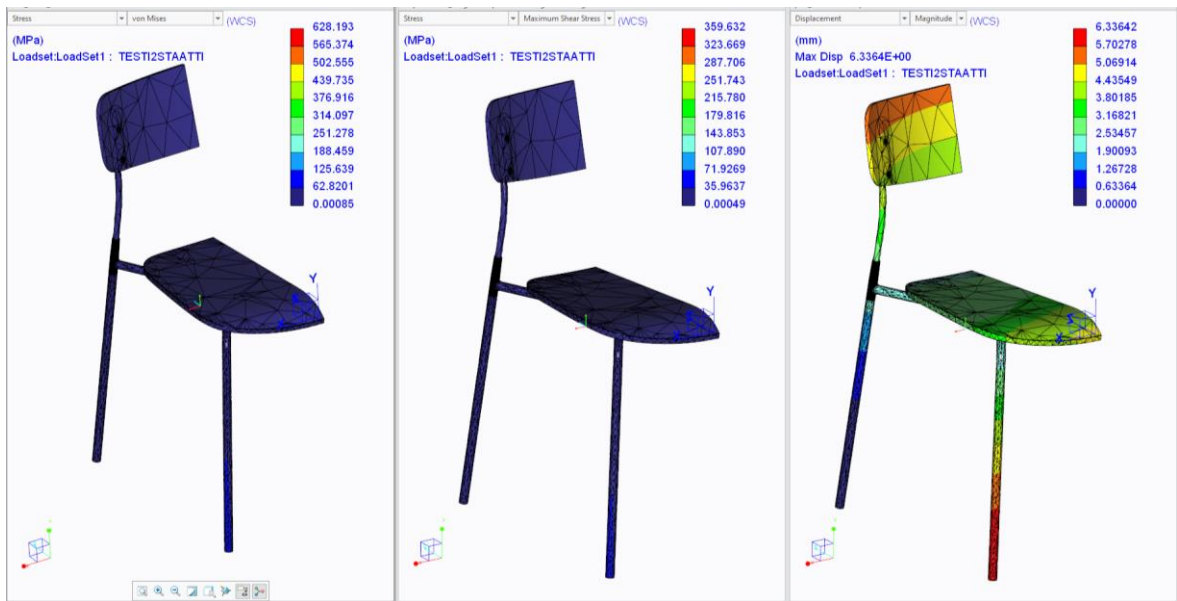
Kuormitus on määritelty kuormituspistesapluunan avulla ja kuormat jaettu tuolin selkänojalle ja istuimelle kuormitustyynyjen määräämille alueille. Istuinkuormana käytettiin

1600 N ja selkänojakuormana 560 N. Kuvassa 25 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



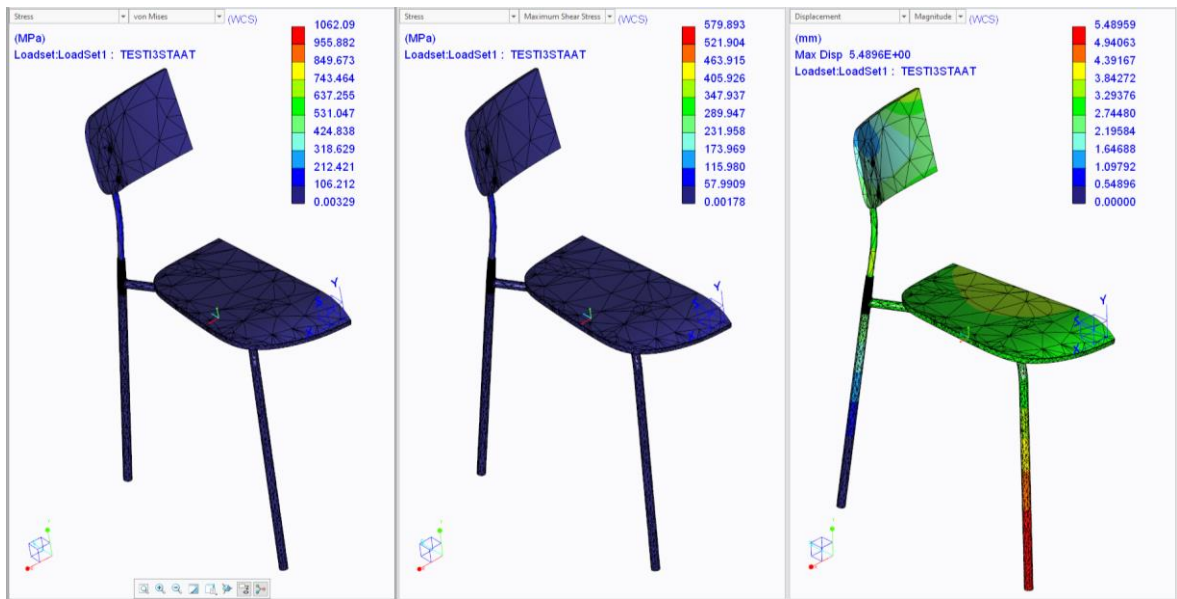
Kuva 25. Staattisen tarkastelun testi 1

Testissä 2 siirtymien rajoitukset ja symmetrian hyödyntäminen kuten testissä 1. Kuormitus on määritelty tuolin keskilinjalle, 100 mm päähän tuolin etureunasta ja kuormitus jakautuu istuimen kuormitustyynyn määräämälle alueelle. Istuinkuormana käytettiin 1300 N. Kuvassa 26 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



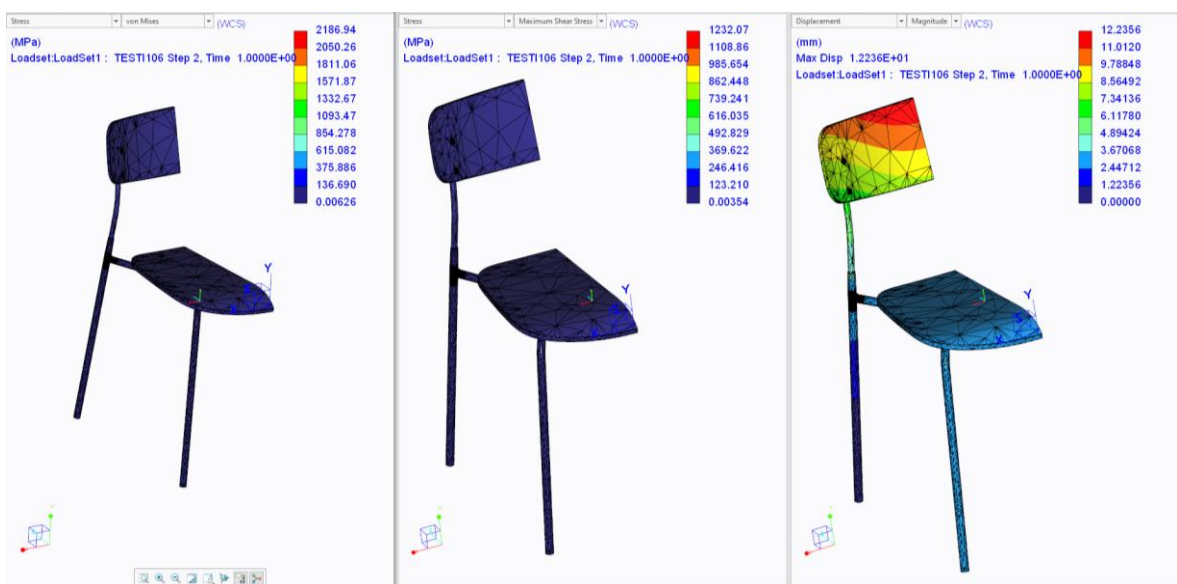
Kuva 26. Staattisen tarkastelun testi 2

Testissä 3 siirtymien rajoitukset ja symmetrian hyödyntäminen kuten testissä 1. Istuimen kuormitus on määritelty kuormituspistesapluunan avulla tuolin istuimelle. Selkänojan kuormitus on määritelty selkänojan päälle, selkänojan keskilinjalle. Kuormitukset jakautuvat istuimen ja selkänojan kuormitustyynyjen määrittämälle alueelle. Istuinkuormana käytettiin 1300 N ja selkänojakuormana 600 N. Kuvassa 27 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



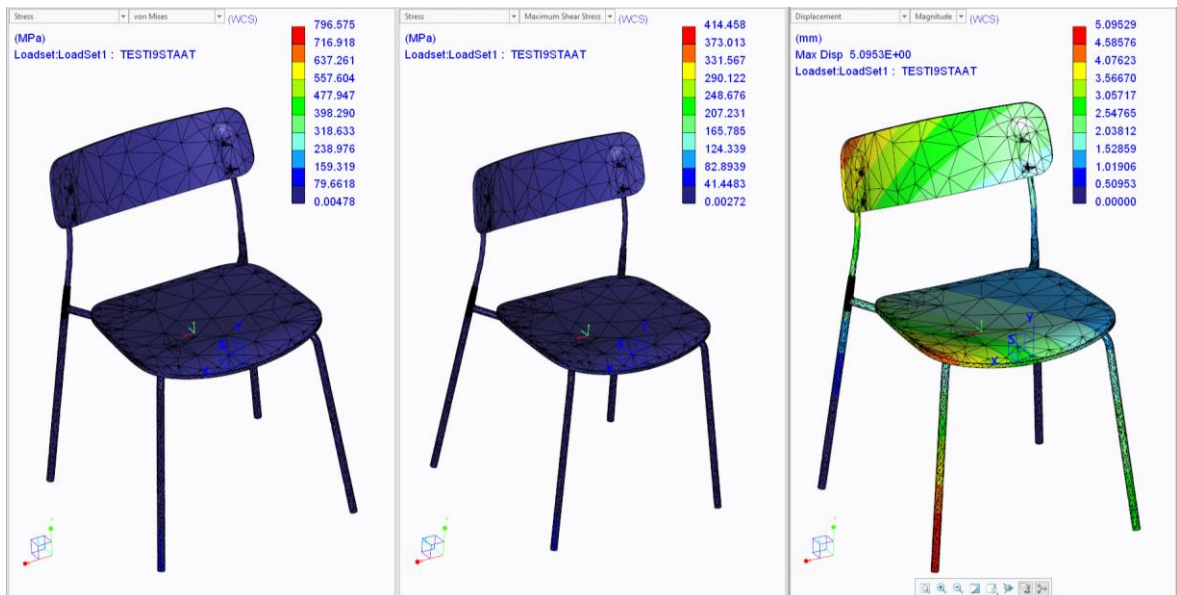
Kuva 27. Staattisen tarkastelun testi 3

Testissä 8 siirtymien rajoitukset ja symmetrian hyödyntäminen kuten testissä 1. Kuormitus on määritelty kuormituspistesapluunan avulla ja kuormat jaettu tuolin selkänojalle ja istuimelle kuormitustyynyjen määräämille alueille. Istuinkuormana käytettiin 1000 N ja selkänoja kuormana 300 N. Kuvassa 28 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



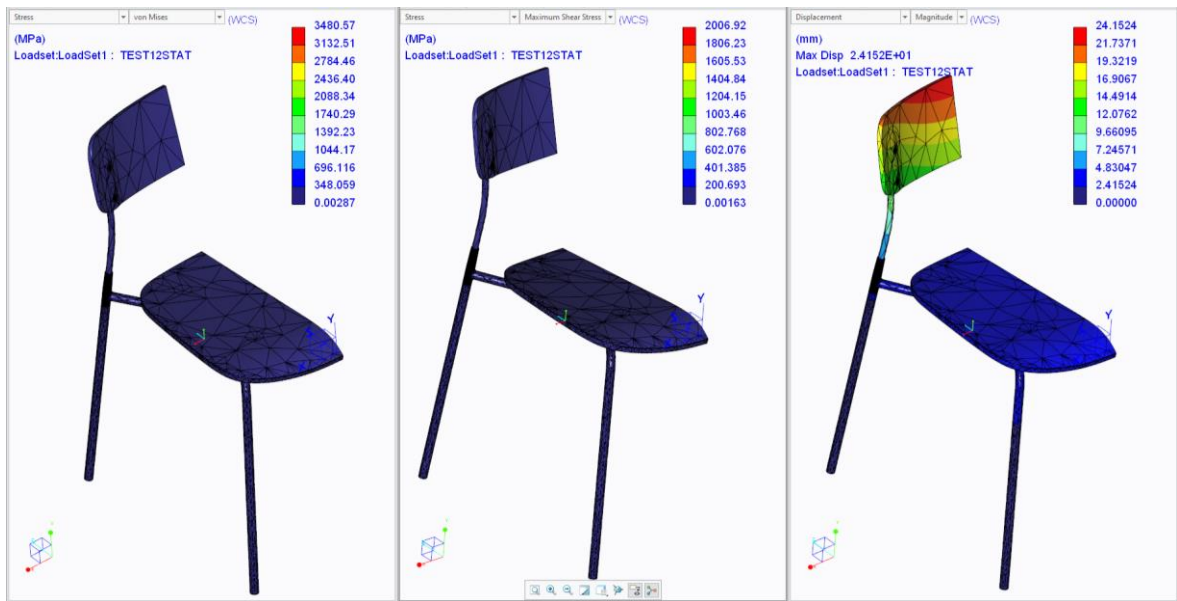
Kuva 28. Staattisen tarkastelun testi 8

Testissä 9 siirtymien rajoitukset kuten testissä 1. Kuormituspiste on 100 mm päässä istuimen etureunasta ja 100 mm päässä istuimen sivureunasta. Kuormitus jakautuu pienemmän istuimen kuormitustyydyn määräämälle alueelle. Kuormana käytettiin 800 N. Kuvassa 29 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



Kuva 29. Staattisen tarkastelun testi 9

Testissä 12 etujalan siirtymät on estetty kaikkiin suuntiin ja takajalassa pystysuuntainen liike on estetty. Symmetrian hyödyntäminen kuten testissä 1. Kuormitus on määritelty kuormituspistesapluunan avulla ja kuormat jaettu tuolin selkänojalle ja istuimelle kuormitustyydyn määräämille alueille. Istuinkuormana käytettiin 1000 N ja selkänoja kuormana 500 N. Kuvassa 30 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



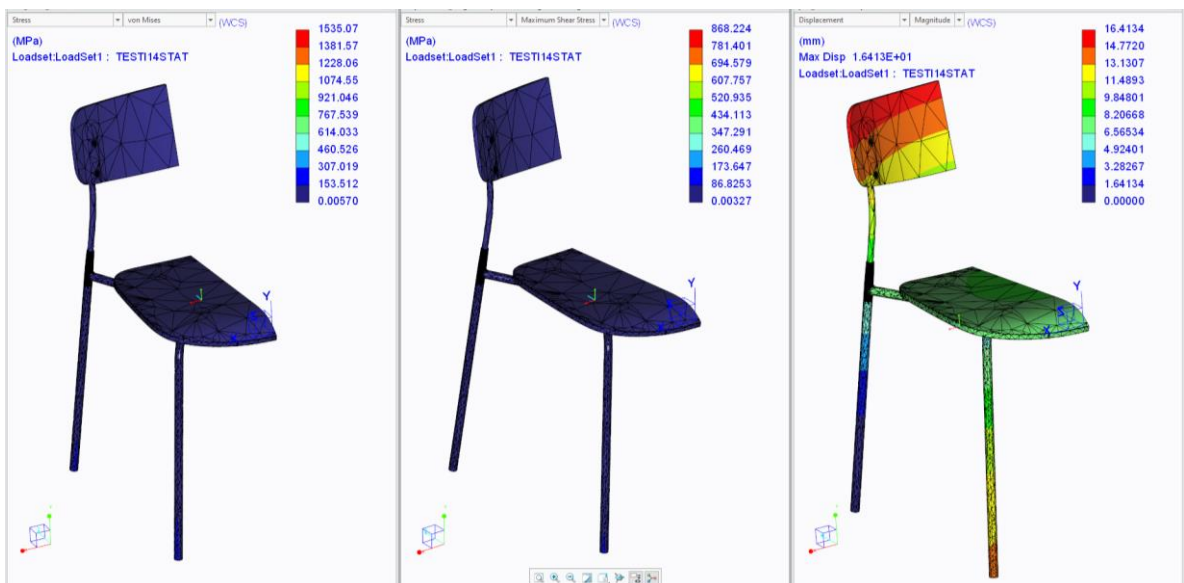
Kuva 30. Staattisen tarkastelun testi 12

Testissä 13 vasemman puoleisissa jaloissa siirtymät on estetty kaikkiin suuntiin ja oikean puoleisissa jaloissa pystysuuntainen liike on estetty. Istuin kuorma on määritelty istuimen päälle kuormituspistesapluunan määräämään paikkaan, josta sitä on siirretty sivusuunnassa, siten että sen keskipiste on 150 mm etäisyydellä vasemmasta reunasta. Horisontaalinen kuormitus on asetettu istuimen oikean reunan keskelle. Kuormien jakautuminen on määritelty kuormitustyynyjen avulla. Istuin kuormana käytettiin 1000 N ja horisontaalisena kuormana 400 N. Kuvassa 31 on nähtävissä tuolin siirtymät sekä von Mises ja maksimileikkausjännitykset.



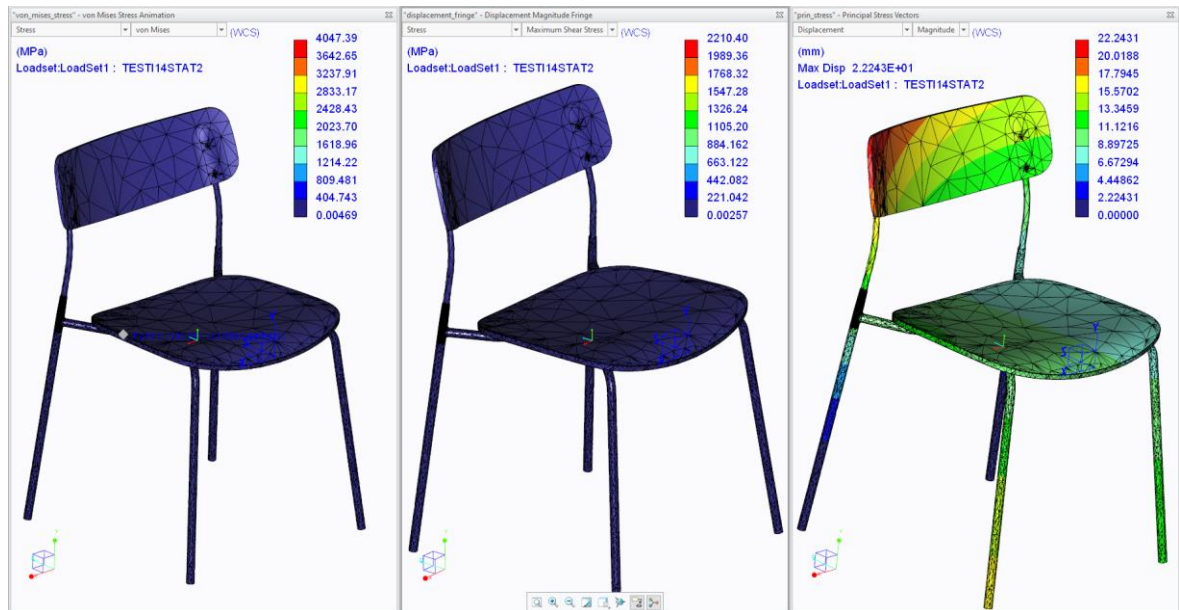
Kuva 31. Staattisen tarkastelun testi 13

Testissä 14 on kaksi osiota. Siirtymien rajoitukset kuten testissä 1 ja ensimmäisessä osassa myös symmetrian hyödyntäminen kuten testissä 1. Ensimmäisessä osassa istuimen kuormitus on määritelty kuormituspistesapluunan avulla ja kuorma on jaettu istuimelle iskulaitteen iskupinnan määräämälle alueelle. Iskukuormana käytettiin dynamometrillä todellisesta testistä mitattua tulosta 2900 N.



Kuva 32. Staattisen tarkastelun testi 14 osa 1

Toisessa osassa istuimen kuormitus on määritelty heikoimpaan arvioituun kohtaan oikean takajalan tuntumaan ja kuorma on jaettu istuimelle iskulaitteen iskupinnan määräämälle alueelle. Iskukuormana käytettiin dynamometrillä todellisesta testistä mitattua tulosta 2900 N.



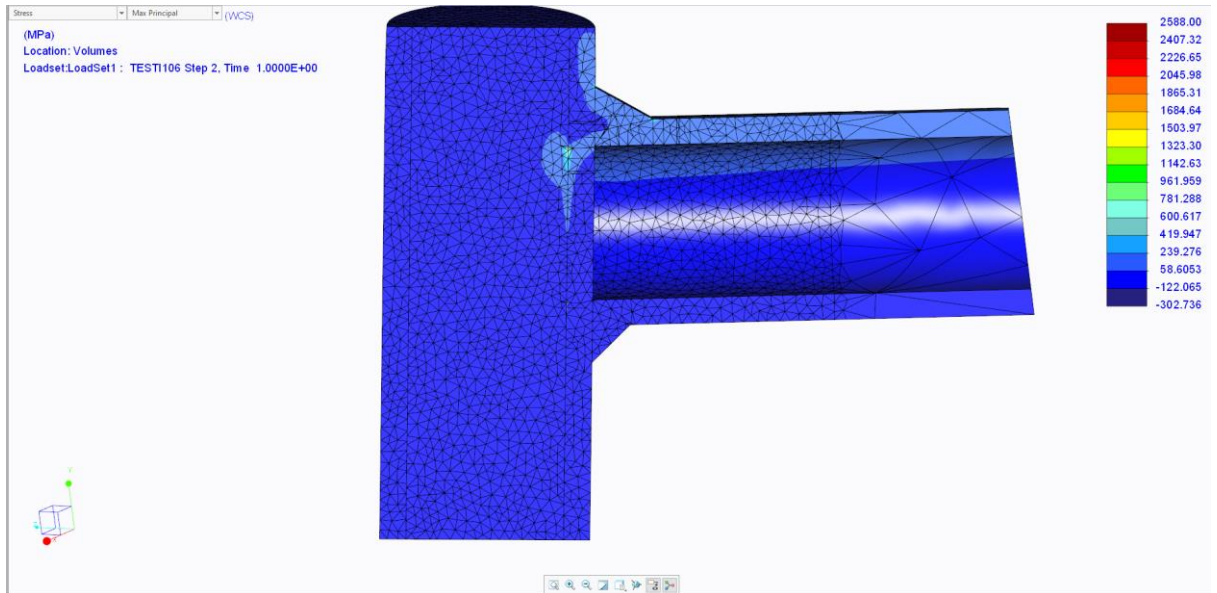
Kuva 33. Staattisen tarkastelun testi 14 osa 2

4.2.4 Hot spot-menetelmän FE-malli

Väsyttävää kuormitusta tutkitaan staattisen tarkastelun perusteella tuolin takajalan ja istuimen rungon välisestä hitsistä. Väsyttävä tarkastelu tehdään testin 8 mukaisesti, koska se on selvästi eniten väsyttävää kuormitusta aiheuttava testi. Creossa ei voi alimallinnustekniikka hyödyntää, joten tyydyttiin pienentämään verkotusta tutkittavalla alueella ja hyödyntämään tuolin symmetriaa.

Kuvassa 34 on esitetty tutkittava alue verkotuksineen. Takajalassa siirtymät on estetty kaikkiin suuntiin, etujalassa pystysuuntainen liike on estetty. Tuoli on jaettu kahteen osaan istuimen ja selkänojan keskiosasta ja malliin on laitettu symmetriaehto. Symmetrian vuoksi myös

taulukon 1 mukaiset kuormat on puolitettu. Verkotus on määritelty maksimissaan 0.8 mm n. 25 mm etäisyydeltä hitsistä joka suuntaan. Kuormituksena testin 8 mukaisesti.



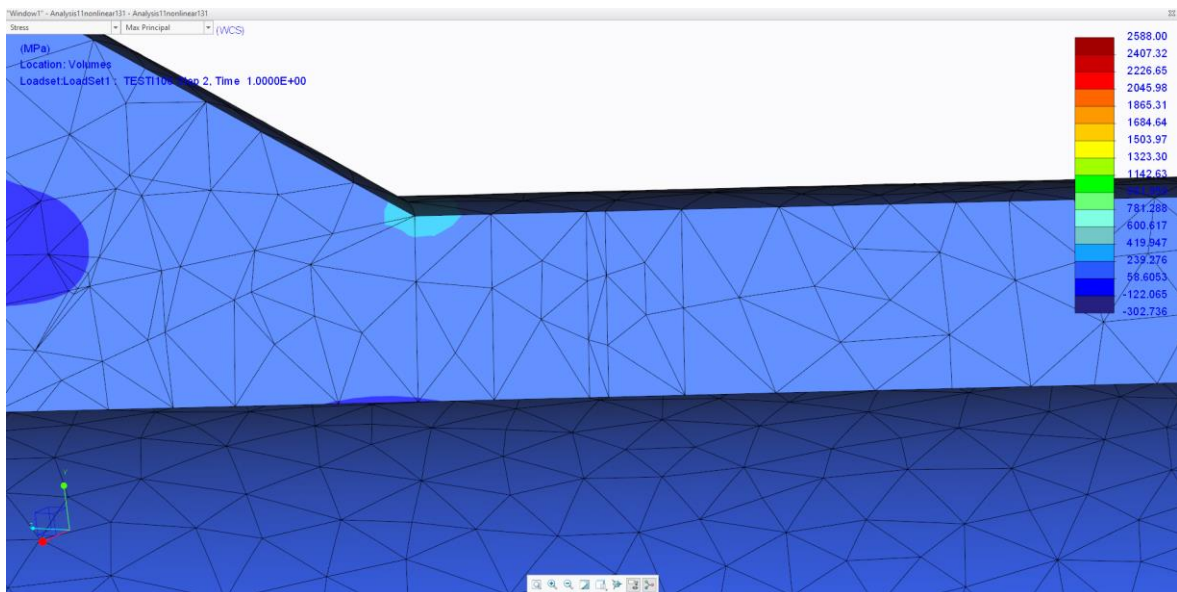
Kuva 34. Hot spot mallin verkotus

Creo muodostaa verkotuksen automaattisesti, joten tutkittavalle alueelle täytyi lisätä tasoja, pisteitä ja viivoja, jotka rajaavat verkotusta ja tuovat solmukohtat samaan linjaan linearisointia ja ekstrapolointia varten.

4.2.5 Pienahitsin rajaviivan tarkastelu

Extrapolointi pintaa pitkin

Tarkasteltavan pienahitsin lähellä ei ole muita merkittäviä jännityksen aiheuttajia, ja jännitykset menevät kohtisuoraan tarkasteltavan pienahitsin läpi kohti tulppahitsiä. Kyseessä on siis a-tyyppin rakenteellinen jännitys ja pintaa pitkin extrapolointia tarkastellaan siihen liittyvien kaavojen kautta. Tässä tapauksessa siis jännitysarvot otetaan kahden pisteen menetelmässä etäisyyksiltä 0.8 mm ja 2 mm. Kolmen pisteen kautta extrapoloinnissa jännitysarvot otetaan etäisyyksiltä 0.8 mm, 1.8 mm ja 2.8 mm

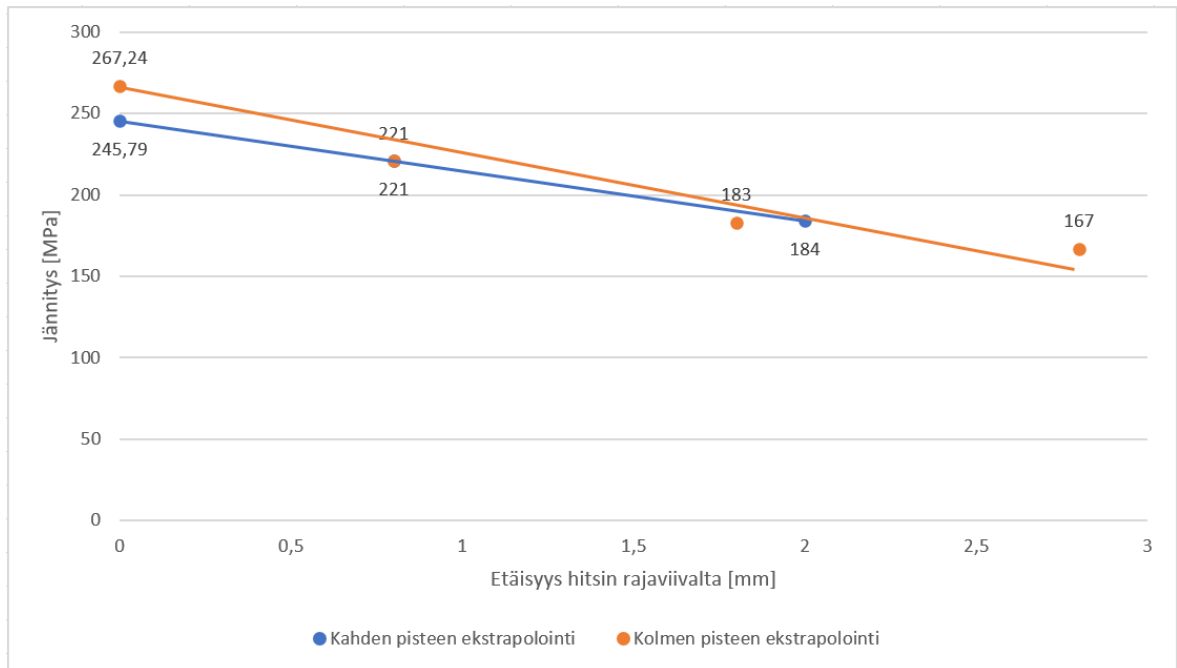


Kuva 35. Pintaa pitkin extrapolointi

Jännitustulokset mittauspisteissä:

- $\sigma_{0.4t}=221$ MPa
- $\sigma_{1.8t}=183$ Mpa
- $\sigma_{2t}=184$ MPa
- $\sigma_{2.4t}=167$ MPa

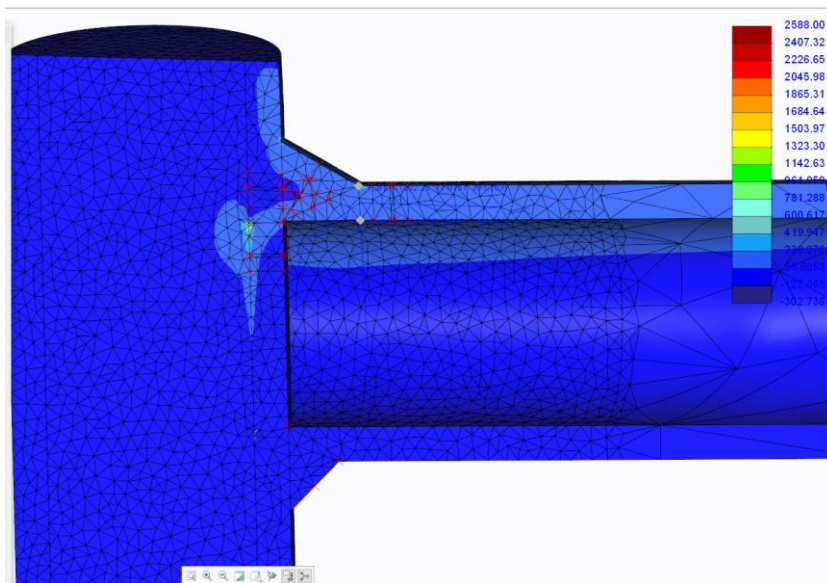
Kuvassa 36 on esitetty FEM-mallista otetut solmujännitykset pisteinä etäisyyden funktiona. Jännitystulokset on otettu kaikista kahden ja kolmen pisteen ekstrapolointia varten tarvittavista solmupisteistä ja näiden jännitysarvojen kautta on piirretty lineaariset suorat.



Kuva 36. Jännitysten ekstrapolointi pintaa pitkin etäisyyden funktiona

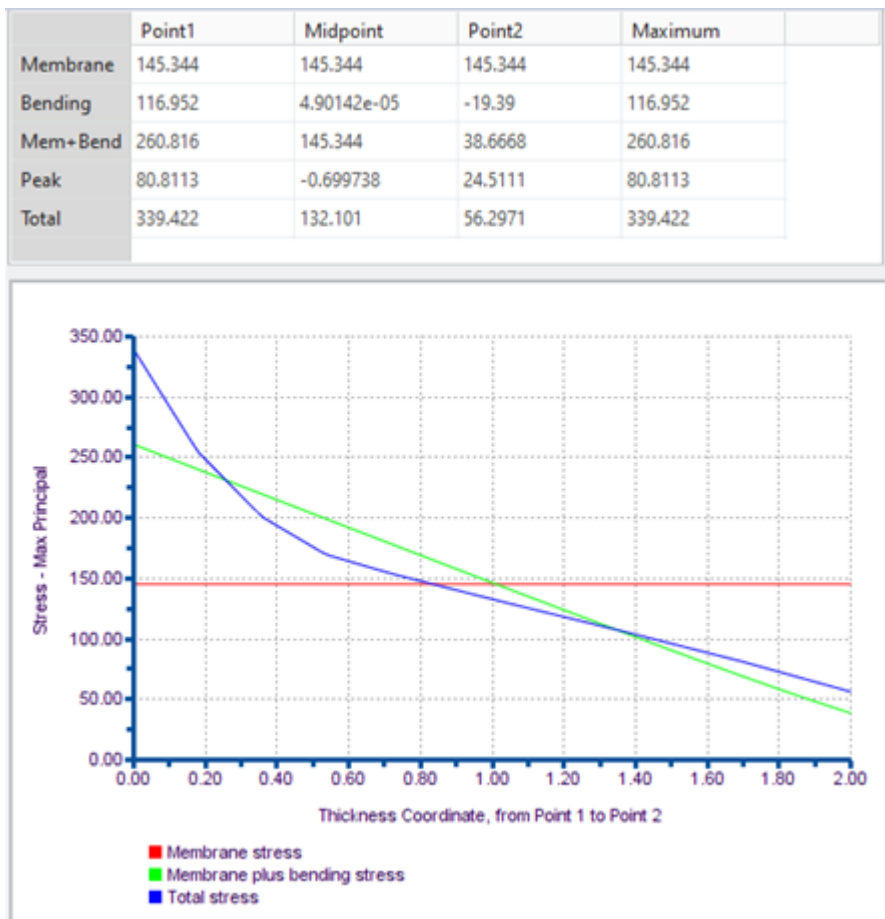
Paksuuden yli linearisointi

Paksuuden yli linearisoinnissa analysoitavasta FEM-mallista otetaan putken paksuuden yli kohtisuoraan rajaviivan kohdalta kaikkien solmupisteiden jännitykset, jotka linearisoidaan putken pinnalle. Creo Simulatessa tämä onnistuu suoraan linearisointityökalulla. Linearisoitava kohta sijaitsee kuvassa 37 valkoisten pisteiden välillä.



Kuva 37. Pienahitsin rajaviivan tarkastelu paksuuden yli linearisoimalla

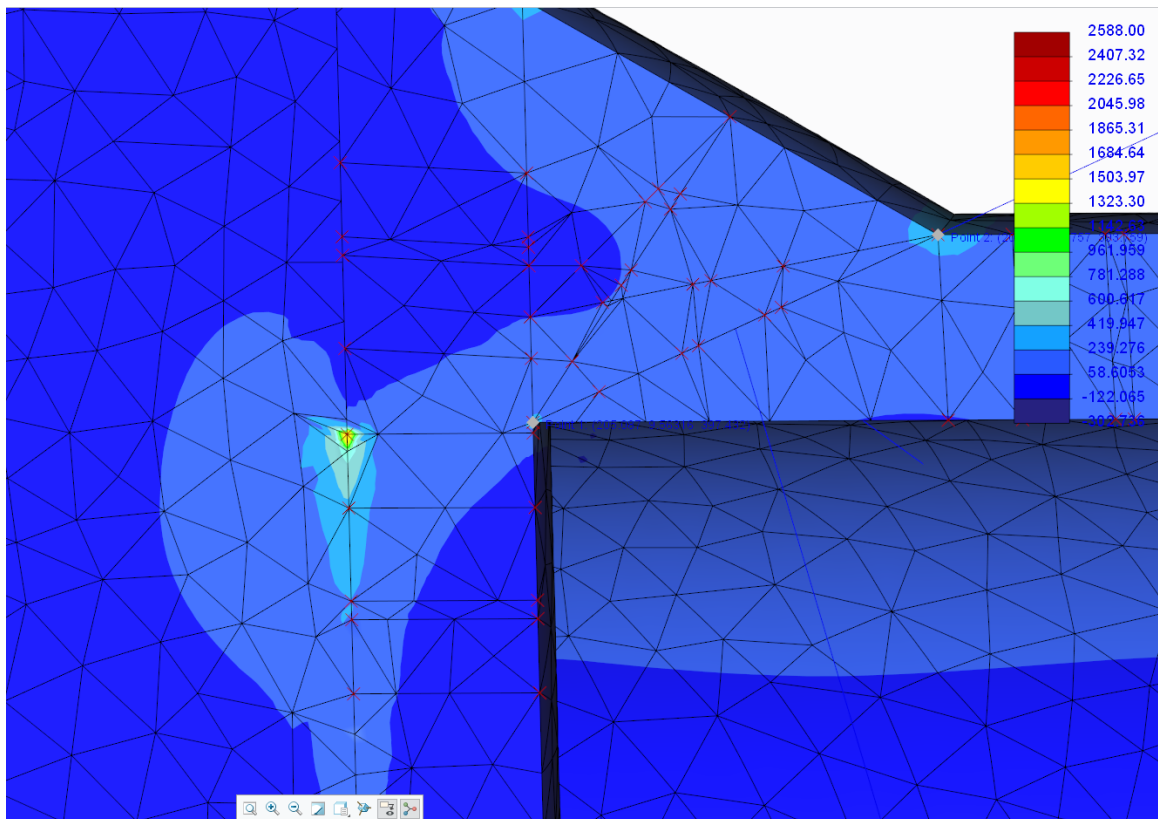
Kuvassa 38 näkyvä vihreä mem+bend-käyrä esittää normaali ja taivutusjännitykset ilman lovijännitystä, mikä hot spot menetelmässä jätetään pois tuloksista. Kuvassa oleva piste 1 sijaitsee pienahitsin rajaviivalla ja piste 2 putken seinämän sisäpuolella.



Kuva 38. Paksuuden yli linearisointi rajaviivalla

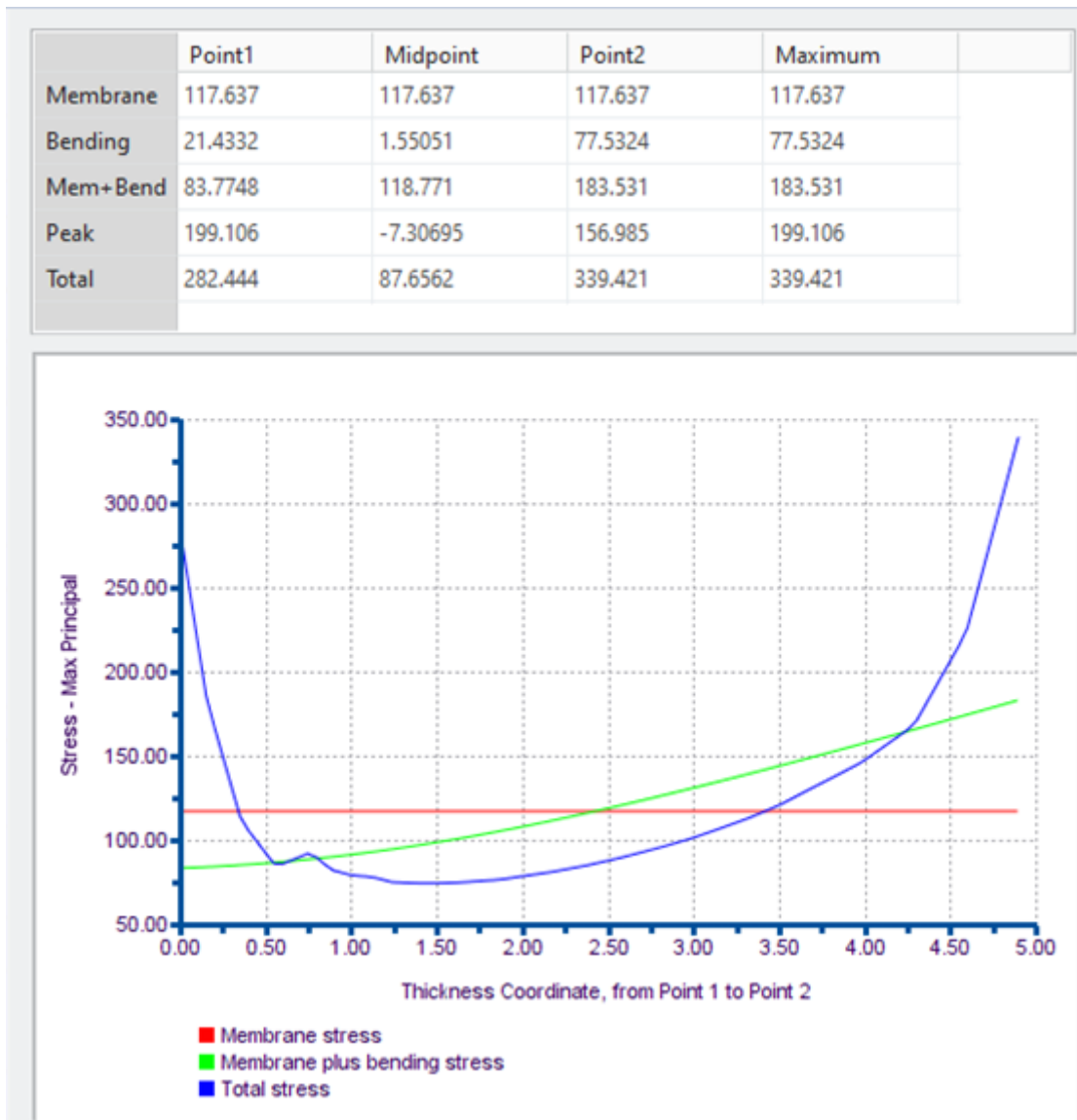
4.2.6 Pienahitsin juuren puolen tarkastelu

Pienahitsin juuren puolta tarkasteltiin Fricken metodilla, missä jännitykset linearisoidaan hitsin kateettipintaa pitkin (kuvassa 39 valkoisten pisteiden välillä). Pienahitsin ollessa kokonaan läpihitsautunut juuren puolen jännitykset eivät pääse nousemaan liian suuriksi.



Kuva 39. Pienahitsin juuren puolen tarkastelu Fricken metodilla

Kuvassa 40 näkyvä vihreä mem+bend-käyrä esittää normaali ja taivutusjännitykset ilman loivijännitystä. Kuvassa oleva piste 1 sijaitsee pienahitsin juuressa ja piste 2 pienahitsin rajaviivalla. Vihreä mem+bend-käyrä osoittaa jännitysten laskevan rajaviivalta hitsin juurelle siirryttäessä.



Kuva 40. Linearisointi kateettipintaa pitkin

4.2.7 Hot spot tarkastelun tulokset

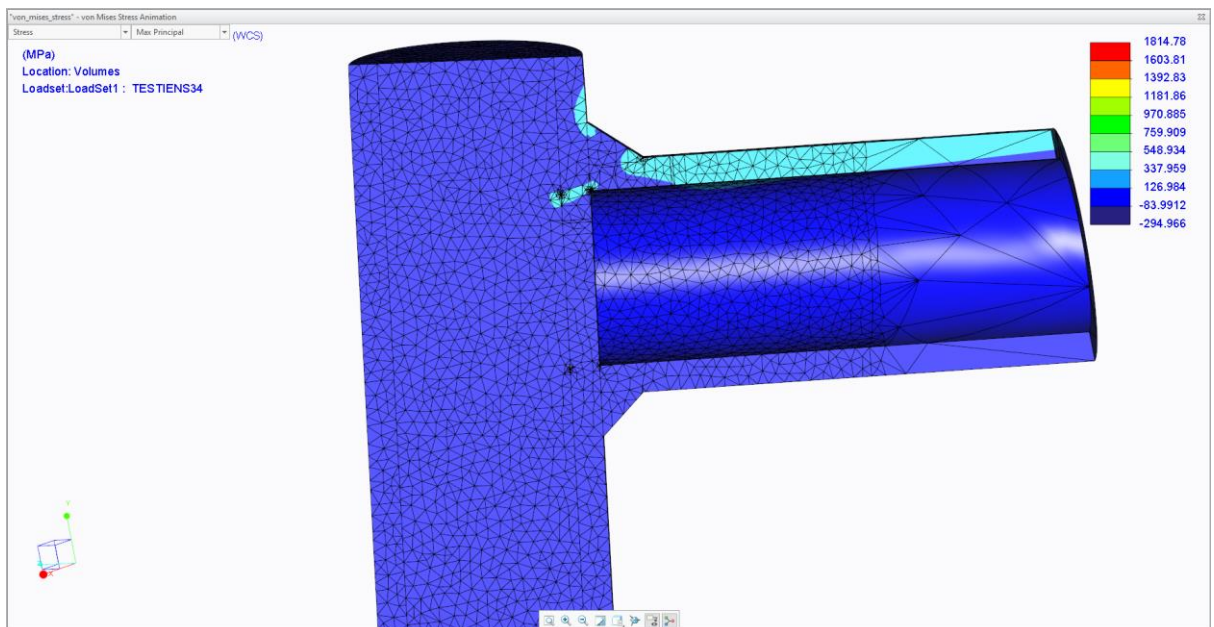
Taulukossa 5 on esitetty rakenteellisen jännityksen menetelmällä lasketut kestoiät rakenteelle. Rakenteen kestoiät laskettiin kaavalla 3. FAT-luokkana käytettiin pienahitsin rajaviivalla FAT 100 ja pienahitsin juuressa FAT 80.

Taulukko 5. Hot spot tarkastelun tulokset

	Jännitys [MPa]	FAT	Kestoiä [Sykliä]
Paksuuden yli linearisointi pienahitsin rajaviivalla	261	100	112 726
Pintaa pitkin extrapolointi pienahitsin rajaviivalla kahden pisteen	246	100	134 690
Pintaa pitkin extrapolointi pienahitsin rajaviivalla kolmen pisteen	267	100	104 791
Fricken metodi pienahitsin juuressa	84	80	1 741 645

4.2.8 ENS-menetelmän FE-malli

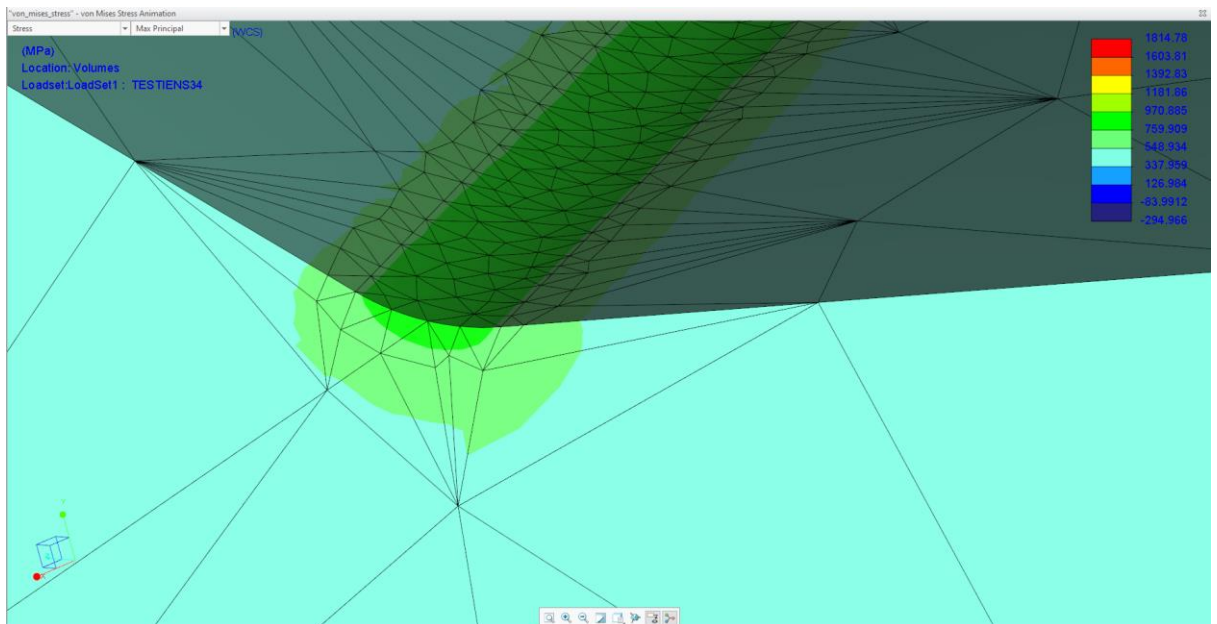
ENS-analyysissä käytettiin samoja kuormituksia ja reunaehtoja kuin edellä mainitussa hot spot-analyysissä. ENS-menetelmää varten malliin tehtiin pyöristykset tutkittaville alueille, pienahitsin rajaviivalle, pienahitsin juureen ja tulppahitsin rajaviivalle. Koska käytetään 2 mm seinämäpaksuudeltaan olevaa putkea, pyöristyksen säde on 0,05 mm. Pyöristyksen alueella verkotuksen maksimikooksi on määriteltä 0,012 mm. Koska Creo Simulatessa alimallien tekeminen ei ole mahdollista, tämä kasvattaa mallin elementtien määrän 90358 → 151687 ja laskennan keston 4 tuntiin 38 minuuttiin. Kuvassa 41 näkyy, että 3D-malli näyttää lähes samalta kuin hot spot malli, sillä verkotusta on tihennetty vain pieniltä alueilta pyöristysten läheisyydestä.



Kuva 41. ENS-mallin verkotus

4.2.10 Pienahitsin rajaviivan tarkastelu

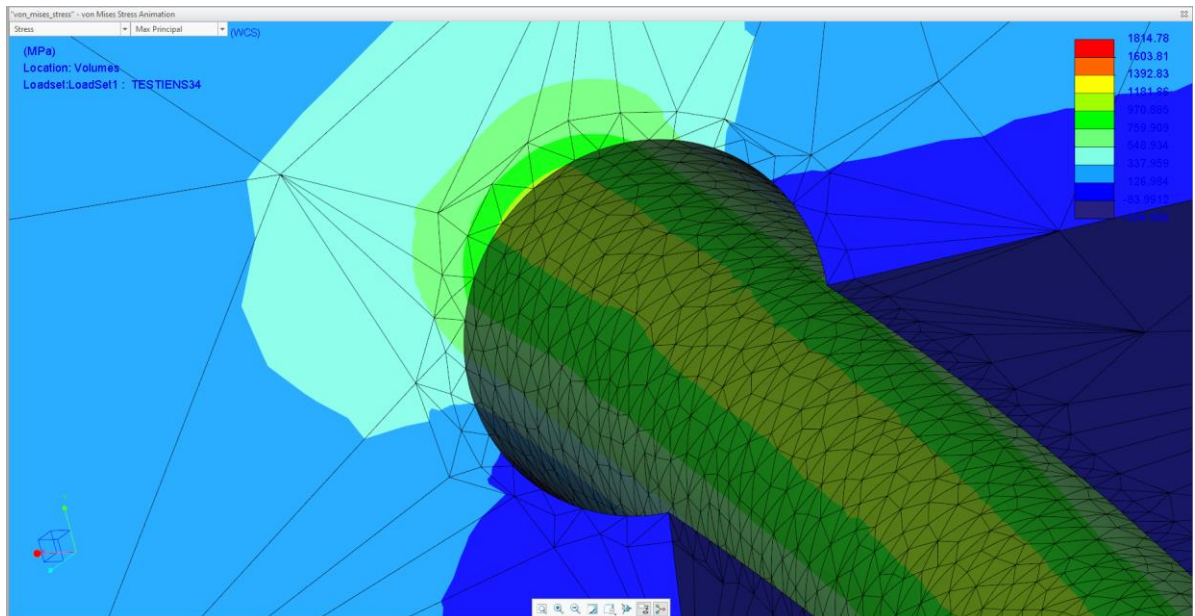
Kuvassa 42 on esitetty pienahitsin rajaviivan jännitykset. Rajaviivan pyöritys on tehty ns. ”filled” pyöristykseenä mallinnusteknisistä syistä, mutta myös ”undercut” pyöritys, missä leikkaavan ympyrän säteen oletetaan olevan rajaviivalla, olisi soveltunut tähän hyvin. Kuvassa on nähtävissä myös pyöristetyn alueen tiheämpi verkotus. Suurin pienahitsin rajaviivan pyörityksessä oleva Von Mises jännitys on 844 MPa. Tutkittava jännitys otettiin kuvassa 42 etualalla näkyvän leikkauspinnan ja pyörityksen keskipisteen leikkauksesta.



Kuva 42. Tehollisen loven jännitykset pienahitsin rajaviivalla

4.2.11 Pienahitsin juuren tarkastelu

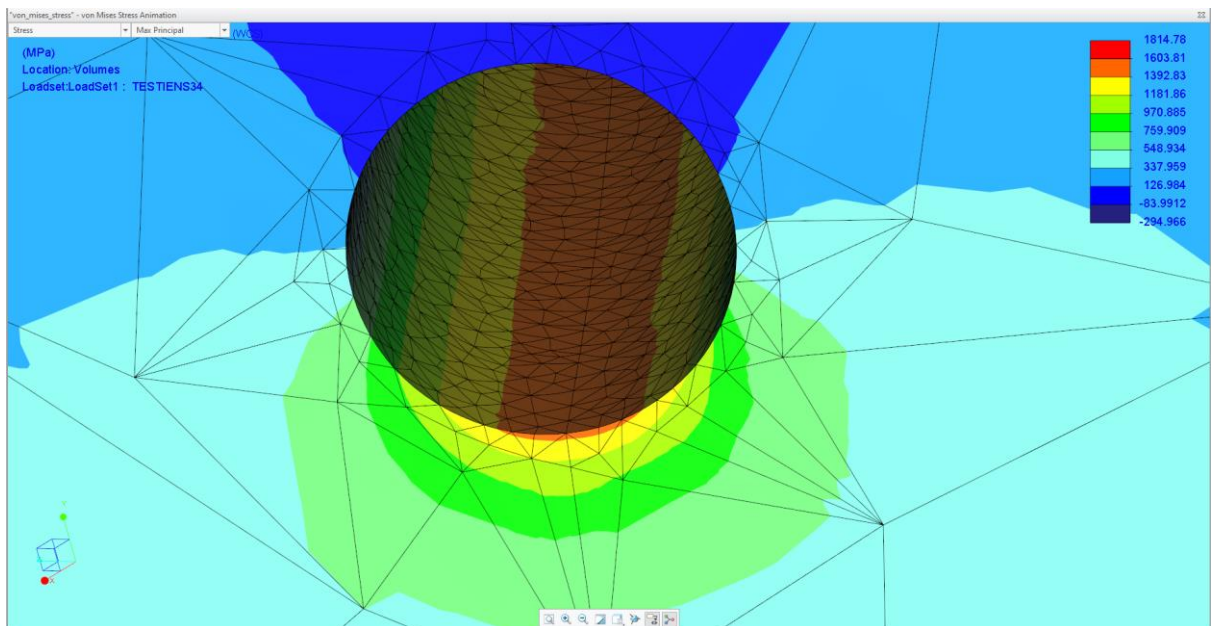
Kuvassa 43 näkyy, kuinka juuren puolen pyöristys on tehty käyttämällä juuren reunaviivaa säteen keskipisteenä ja samalla käyttäen sitä leikkausta ohjaavana piirteenä. Myös pyöristetyn alueen tiheämpi verkotus on nähtävissä. Tutkittava jännitys otettiin kuvassa 43 etualalla näkyvän leikkauspinnan ja pyöristyksen leikkauksesta kohdasta, mistä löytyi suurin von Mises jännitys arvoltaan 904 MPa.



Kuva 43. Tehollisen loven jännitykset pienahitsin juuressa

4.2.12 Tulppahitsin tarkastelu

Tulppahitsin reunaan, kestoiän määrittelykohtaan tehtiin kuvan 44 mukainen lovi. Kuvasta on nähtävissä elementit jännitys arvoineen. ENS-menetelmän mukaan, tehollisen lovijännityksen määrittely arvot otetaan loven pohjalta. Suurin von Mises jännitys, mitä loven pohjalla esiintyy, on 1326 MPa. Tätä arvoa käytetään kestoiän määrittelyyn. Tämä jännitys on selvästi suurempi edellisiin tarkastelukohtiin verrattuna.



Kuva 44. Tehollisen loven jännitykset tulppahitsin reunassa

4.2.13

ENS-tarkastelun tulokset

Taulukossa 6 on esitetty tehollisen lovi jännityksen menetelmällä lasketut kestoiät rakenteelle. Rakenteen kestoiät laskettiin kaavalla 3. FAT-luokkana käytettiin 630 MPa, koska kyseessä on ohutseinämäinen putki ja määrittelyyn käytetään von Mises jännityksiä.

Taulukko 6. ENS-tarkastelun tulokset

	Jännitys [MPa]	FAT	Kestoiä [Sykliä]
Hitsin rajaviivan tarkastelu	844	630	831 810
Hitsin juuren puolen tarkastelu	904	630	676 934
Tulppahitsin tarkastelu	1326	630	214 497

Verifiointia varten laskettiin artikkelin 4 tapausta vertailun vuoksi ja kuten taulukoista 7 ja 8 voidaan nähdä, päästiin keskimäärin 6% erotukseen siinä lasketuista tuloksista ja keskimäärin 23% erotukseen artikkelissa fyysisesti testatuista tuloksista, joten menetelmä vaikuttaisi ihan käyttökelpoiselta ja tuon erotuksen voi huomioida, vaikka pienellä varmuuskertoimella. Tarkemmat vertailulaskennat löytyvät liitteestä 3.

Taulukko 7. Ero artikkelin FEM-tuloksiin

	Extrapolointi kahden pisteen kautta tarkka verkko (0,5 $t \times t$)	Extrapolointi kahden pisteen kautta karkea verkko ($t \times t$)	Extrapolointi kolmen pisteen kautta tarkka verkko (0,5 $t \times t$)
Keskiarvot kaikista	8%	34%	6%
Keskiarvo 4-solmuinen kuorielementti	-9%	25%	-11%
Keskiarvo 8-solmuinen kuorielementti	-12%	24%	-14%
Keskiarvo 8-solmuinen solidielementti	28%	46%	28%
Keskiarvo 20-solmuinen solidielementti	25%	44%	24%

Taulukko 8. Ero artikkelin testituloksiin

	Extrapolointi kahden pisteen kautta tarkka verkko (0,5 $t \times t$)	Extrapolointi kahden pisteen kautta karkea verkko ($t \times t$)	Extrapolointi kolmen pisteen kautta tarkka verkko (0,5 $t \times t$)
Keskiarvot kaikista	26%	46%	23%

Taulukosta 7 voidaan havaita, että karkealla verkolla saadut tulokset ovat keskiarvoltaan huonompia, myös niiden vaihteluväli oli selvästi suurempi, niin kuin liitteestä 3 voidaan havaita. Taulukosta voidaan myös nähdä, että ero suositellun 20-solmuisista solidielementeistä tehdyn verkotuksen välillä ja todellisten tulosten välillä on aika pieni.

5 Tulosten tarkastelu

Tutkittavana kohteena olevaan tuoliin tehtiin kahdeksan erilaista staattista FE-analyysia standardien EN 1728:2012 ja EN 16139:2013 mukaisesti. Samat testit tehtiin myös fyysisesti Vihdin Nummelassa sijaitsevassa Martelan akkreditoitussa testilaboratoriossa. Elementtimenetelmällä tehtyjen staattisten analyysien perusteella päätettiin myös tutkia tuolin hitsejä hieman tarkemmin. Suurimmalle jännitykselle altistuvat paikat löytyvät istuimen kannatusputken ja selkänojaputken pienahitsin liitoksesta, sekä selkänojaputken ja selkänojatangon tulppahitsi liitoksesta.

5.1 Fyysiset testit

Fyysiset testit onnistuivat hyvin, eikä niiden aikana tai niiden jälkeen havaittu silmämääräisesti tarkasteltuna tuolissa rikkoutumista tai alkavia säröjä.

5.2 FE-Analyysit

FE-analyyseissa tarkasteltiin tuolia ja erityisesti sen hitsauksia monilla tavoilla. Analyysit antoivat johdonmukaisia tuloksia, vaikka jonkun verran eroavaisuuksia eri menetelmillä tehdyissä analyyseissa esiintyikin.

5.2.1 Staattiset analyysit

Tuolia tarkasteltiin kaikkien tuoliin sovellettavan kahdeksan erilaisen testin mukaisesti staattisissa analyyseissa. Myötörajan ylittäviä jännityksiä ei havaittu laajoilla alueilla vaan kaikki testien suurimmat kuormitukset rajautuivat pienille alueille, hitseistä aiheutuvan lovivaikutuksen johdosta.

5.2.2 Hot spot-analyysi

Hot spot-analyysissa voitiin käyttää samaa rakennetta kuin staattisissa analyyseissa, eikä tuolin geometriaa tarvinnut muokata. Analyyseissa käytettiin tetraedristä verkkoa suosittelun 20-solmuisten brick-elementtien sijaan. Creon P-elementit toivat laskentaan kuitenkin hieman lisää tarkkuutta, verrattuna Creon alempiasteisiin elementteihin. Hot spot-menetelmässä tutkitaan solmujännityksiä, joten solmukohtat täytyi määrittellä lisäämällä malliin tasoja, viivoja ja pisteitä, joiden avulla automaattista verkotuksen luomista ohjattiin.

Rajaviivan tarkastelussa käytettiin pintaa pitkin extrapolointia kahden ja kolmen pisteen metodeilla. Näistä kahden pisteen metodi antoi hieman pienemmän tuloksen ja kolmen pisteen metodin tulos on lähempänä paksuuden yli linearisoimalla saatua tulosta. Hobbacher suosittelee käyttämään kolmen pisteen metodia, mikäli tutkittavaan kohteeseen kohdistuu suuria taivutusjännityksiä, mitkä kasvattavat epälineaarisia rakenteellisia jännityksiä (Hobbacher 2007, 30). Näin ollen voidaan ajatella liitoksen väsymiskestävyyden olevan lähempänä 110 000 sykliä.

Linearisointi on tässä mielessä paljon yksinkertaisempi metodi, koska ei tarvitse miettiä, onko kyseessä a- vai b-tyyppin hot spot jännitys tai onko parempi extrapoloida kahden vai kolmen pisteen kautta.

5.2.3 ENS-analyysi

ENS-analyysissä geometriaa jouduttiin hieman muokkaamaan ja tutkittaviin kohtiin pienahitsin rajaviivalle, pienahitsin juureen ja tulppahitsin reunaan tehtiin 0,05 mm säteeltään oleva pyöritys. Tarvittavat pyöritykset tehtiin kohteesta määräytyen joko ”sweep” tai ”filled” komennoilla.

Pienahitsin juuressa ja tulppahitsin reunassa olevista pyörityksistä materiaalin poistaminen heikentää hieman rakennetta, mutta rajaviivan pyörityksessä materiaalia hieman lisätään, joka puolestaan parantaa rakenteen kestävyyttä. Rajaviivan pyörityksen jouhevuus myös osaltaan vahvistaa rakennetta.

Verkotusta varten pyöritysten ympärille tehtiin volyyymialueita, joihin määriteltiin tiheämpi verkotus kuin muussa rakenteessa. Pyöritysten pinnalle verkotus määriteltiin kappaleen 3.3.4 mukaisesti maksimissaan 0,012 mm elementtikoolle.

5.2.4 Tulosten vertailu

Kuten taulukosta 9 voidaan havaita, että tehollisen loven menetelmä antoi selvästi suuremmat kestoajat hitsin rajaviivalla verrattuna rakenteellisen jännityksen menetelmään, mutta selvästi pienemmän kestoajan pienahitsin juuressa. Kummallakin menetelmällä tehdyt tulokset kuitenkin ylittävät vaaditun 100 000 syklin kestoajan. Tulppahitsiä tutkittiin vain tehollisen loven menetelmällä, koska rakenteellisen jännityksen menetelmä ei sovellu kyseiseen tapaukseen. Kestoikien laskentapohja löytyy liitteestä 2.

Taulukko 9. Tulosten vertailu

	Jännitys [MPa]	FAT	Kestoikä [Sykliä]
Paksuuden yli linearisointi pienahitsin rajaviivalla	261	100	112 726
Pintaa pitkin extrapolointi pienahitsin rajaviivalla kahden pisteen	246	100	134 690
Pintaa pitkin extrapolointi pienahitsin rajaviivalla kolmen pisteen	267	100	104 791
Fricken metodi pienahitsin juuressa	84	80	1 741 645
Hitsin rajaviivan tarkastelu	844	630	831 810
Hitsin juuren puolen tarkastelu	904	630	676 934
Tulppahitsin tarkastelu	1326	630	214 497

Johtopäätökset

Staatististen analyysien ja hot spot-analyysin tekeminen oli verrattain helppoa Creo Simulatella, koska mallin geometriaa ei tarvinnut muokata. Ainoastaan jotain liitoksia joutui muokkaamaan, että Creo Simulate suostui liittämään ne yhteen ja hitsit täytyi mallintaa, koska malli oli tehty alun perin teknisen suunnittelun näkökulmasta ja hitsit oli merkitty vain kuviin. Creo Simulatessa on oma työkalunsa hitsien mallintamiseen, mutta se soveltuu lähinnä yksinkertaisiin tasomaisiin muotoihin.

Hot spot analyyseissa käytetään solmujännityksiä joita varten rakenteeseen pitää määrittää pisteitä, viivoja ja tasoja oikeille paikoille, jotta Creon automaattinen verkotus osaa tehdä solmupisteet tarvittaviin kohtiin. Elementtien määrää tutkittavalla alueella on tarpeellista kasvattaa, mutta kuitenkin rakenteen geometriaan ei tarvitse muokata.

ENS-analyysien tekemiseen geometriaa täytyi jonkun verran muokata tekemällä lovet tutkittaville alueille. Valitettavasti Creossa ei myöskään voida alimallinnustekniikka hyödyntää, mikä kasvattaa mallin elementtimäärää ja sitä kautta analyysien ajoaikoja. ENS-analyysin vaatimukset ohuille levyille tehtävästä 0,05 mm pyörityksestä ja pyörityksen ympärillä olevasta 0,012 mm verkotuksesta johtuen analyysin ajoaika kasvoi yli 4 tuntiin.

Kaiken kaikkiaan Creo Simulatella tehdyt kestoikälaskennat eivät vastaa täysin perinteisillä laskentaohjelmilla tehtyjä tuloksia, koska elementtien tyyppiä ei käytännössä saa vaihdettua, vaan käytössä on lähes aina tetraedrinen verkko. Creossa käytössä olevilla P-elementeillä on vaikutusta mallin tuloksiin, mutta se ei kuitenkaan täysin korvaa pienempää elementtikokoa ja korkeampiasteisia elementtejä, joita olisi hyvä käyttää hot spot- ja ENS-analyyseissa.

Tässä diplomityössä tehtyjen analyysien perusteella Ella tuolin rakennetta päivitettiin hie-
man. Tulppahitsin kokoa kasvatettiin 8 mm → 12 mm ja pienahitsin tekemisessä valmistajaa

ohjeistettiin varmistamaan läpihitsautuminen. Kyseiset muutokset eivät vaikuta tuolin designiin, ja käytännössä ne menevät samoilla työvaiheilla ja samalla työmäärällä.

Martelan tuotekehitykseen ja suunnittelun tueksi Creo Simulate on kuitenkin monelta osin hyvä valinta. Ohjelma on suunnittelijoille teknisen suunnittelun kautta tuttu ja tulokset vaikuttavat kuitenkin tarpeeksi tarkoilta, jotta niiden perusteella voidaan tehdä suunnittelua tukevia johtopäätöksiä.

Tässä diplomityössä opitun perusteella pidetään Martelan tuotekehityksessä työskenteleville koulutusta Creo Simulaten hyödyntämisestä teknisessä suunnittelussa. Staattisesti kestävien ratkaisujen löytäminen ja väsymisherkkien liitosten välttäminen auttavat suunnittelemaan tuotteita, jotka kestävät normaalia käyttöä ja vähän enemmänkin.

Lähteet

Martela a. Luettu 10.1.2023. Saatavissa [Martela.fi](https://www.martela.fi).

Liu, G. R. & Quek, S. S. (2014) The finite element method : a practical course. Second edition. Amsterdam: Elsevier. s.3.

Weinmann-Online. Loading Point Template according to EN 1728:2012. Luettu 8.9.2022. Saatavissa <https://www.weinmann-online.de/en/produkt/loading-point-template-according-to-en-17282012/>.

GesterTester Corporation. Seat Loading Pad GT-LB01-2. Luettu 14.9.2022. Saatavissa https://www.gestertester.com/seat-loading-pad-gt-lb01-2_p111.html.

EN 1728:2012. Furniture - Seating — Test methods for the determination of strength and durability.

Gester Instruments Co. Ltd. Back Loading Pad GT-LB01-4. Luettu 14.9.2022. Saatavissa https://www.gester-instruments.com/back-loading-pad-gt-lb01-4_p451.html.

EN 16139:2013. Furniture - Strength, durability and safety - Requirements for non-domestic seating.

Martela b. Quality is Important Aspect of Sustainability - Durable Product is Cheapest to Use. Luettu 10.2.2023. Saatavissa <https://martela.com/about-us/about-martela/news-articles/quality-is-important-aspect-of-sustainability-durable-product-is-cheapest-to-use>.

Chen, L. Basic theories of Creo Simulate. PTC Beijing.

Efunda. Failure Criteria. Luettu 18.11.2022. Saatavissa https://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/failure_criteria/failure_criteria.cfm.

Kurowski, P. M. (2017). Finite element analysis for design engineers. (2nd ed.). Warrendale, PA: SAE International. s.56.

Niemi, E. (Erkki) et al. (2018) Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components Designer's Guide. 2nd ed. 2018. [Online]. Singapore: Springer Singapore. s.17-18.

IIW document IIW-1823-07 ex XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07 RECOMMENDATIONS FOR FATIGUE DESIGN OF WELDED JOINTS AND COMPONENTS A. Hobbacher. s.29-35.

Radaj, D. et al. (2006) Fatigue assessment of welded joints by local approaches. 2nd ed. Cambridge: Woodhead. s35-37

SFS 1993-1-9. Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen

Fricke, W. (2013). IIW guideline for the assessment of weld root fatigue. Weld World, 57, 753-791. s.761.

Fricke, W. (2010). Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures. IIW-Doc. XIII-2240r2-08/XV-1289r2-08. Hamburg University of Technology: Ship Structural Design and Analysis. s.20-21.

Forsman, J. (2023). Jarno Forsmanin haastattelu 15.02.2023

SSAB. SSAB Form Tube 220 Plus. Luettu 18.11.2022. Saatavissa <https://www.ssab.com/fi-fi/brandit-ja-tuotteet/ssab-form-deep-drawing-steel/tuotevalikoima/tube-220>.

MatWeb a. Ovako S355JR EN10025-2:2004 Steel. Luettu 18.11.2022. Saatavissa <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=e4faa7b4b78745bd861741a3154e9e8e&ckck=1>.

MatWeb b. Plywood. Luettu 18.11.2022. Saatavissa <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=bd6620450973496ea2578c283e9fb807>.

Lee J.-M., Seo J.-K., Kim M.-H., Shin S.-B., Han M.-S., Park J.-S., Mahendran M.

(2010) International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2 (4) , pp. 200-210.

Standardien lainaukset on tehty Suomen Standardisoimisliitto SFS ry:n luvalla

Liite 1. Pienahitsin jännitykset ilman läpihitsautumista



FEA model	Mesh	Element		Size	Weld effect (Bead shape)	HSS by Extrapolation method (MPa)		
		Empty Cell	Empty/Cell			Linear	Quad.	Linear
T2-1	F	4node	-	0,5f(xt)	No	76,71	79,07	60,38
T2-2	F	8node	-	0,5f(xt)	No	70,63	71,71	60,38
T2-3	F	4node	-	0,5f(xt)	Yes	73,97	76,03	60,38
T2-4	F	8node	-	0,5f(xt)	Yes	77,99	81,23	60,38
T2-5	F	-	8node	0,5f(xt)	Yes	60,04	62,49	60,38
T2-6	F	-	20node	0,5f(xt)	Yes	55,92	57,49	60,38
T2-7	C	-	20node	txt	Yes	44,59	-	60,38
T2-8	F	-	20 node	0,5f(xt)	Yes	46,19	-	60,38
T2-9	C	-	20 node	txt	Yes	-	45,45	60,38
T2-10	F	-	20 node	0,5f(xt)	Yes	-	47,17	60,38
T2-11	C	-	20node	txt	Yes	56,41	58,66	60,38
T2-12	F	-	8node	0,5f(xt)	Yes	56,41	58,76	60,38
T2-13	F	-	20node	0,5f(xt)	Yes	54,74	56,8	60,38
T2-14	C	-	4node	txt	No	52,39	52,78	60,38
T2-15	F	-	4node	0,5f(xt)	No	52,97	54,74	60,38
T2-16	C	-	8node	txt	No	57,58	60,14	60,38
T2-17	F	-	8node	0,5f(xt)	No	50,72	51,8	60,38

		average	9 %	64 %	6 %	40 %	77 %	35 %
Keskiarvo		56,69	26 %	48 %	25 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	20 %	43 %	17 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	23 %	46 %	22 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	27 %	49 %	27 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	6 %	33 %	4 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	-1 %	28 %	-4 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	-27 %	10 %	-4 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	-23 %	13 %	-31 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	0 %	29 %	-27 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	0 %	29 %	-2 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	-4 %	27 %	-2 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	-8 %	24 %	-5 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	-7 %	28 %	-13 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	2 %	31 %	-9 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	2 %	31 %	1 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	-12 %	21 %	-15 %	6 %	34 %	1 %
average		56,69	1 %	30 %	-1 %	6 %	34 %	1 %
Keskiarvo		56,69	8 %	34 %	6 %	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		40	-9 %	25 %	-11 %	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		40	-12 %	24 %	-14 %	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		40	25 %	46 %	28 %	26 %	46 %	23 %

Saadut tulokset		verkotus	lineaarinen quadratic	paksumudelyll
Type1 bent Tarkka verkko		0,5f(xt)	267,42	265,52
Karkaa verkko		txt	189	295,82
type1 tensi Tarkka verkko		0,5f(xt)	41	42,1583
Karkaa verkko		txt	42	
Type2 bent Tarkka verkko		0,5f(xt)	250,87	283,44
Karkaa verkko		txt	102	
type2 tensi Tarkka verkko		0,5f(xt)	56,69	59,68
Karkaa verkko		txt	40	

Eroituksen artikkelin fe-tuloksiin keskiarvo (%)		8 %	34 %	6 %	23 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		-9 %	25 %	-11 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		-12 %	24 %	-14 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		25 %	46 %	28 %	23 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		8 %	34 %	6 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		-9 %	25 %	-11 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		-12 %	24 %	-14 %	23 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell		28 %	46 %	28 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell		25 %	44 %	24 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid		8 %	34 %	6 %	23 %

Eroituksen artikkelin testituloksiin keskiarvo (%)

Keskiarvo 4-solmuinen shell	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 4-solmuinen shell	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 8-solmuinen shell	26 %	46 %	23 %
Keskiarvo 20-solmuinen solid	26 %	46 %	23 %